

MODELLER OCH REGULATORER FÖR EN
INDUSTRIELL GASTURBIN

GÖRAN ANDERSSON

RE-147 Maj 1974
Inst.för Reglerteknik
Lunds Tekniska Högskola

MODELLER OCH REGULATORER FÖR EN INDUSTRIELL GASTURBIN

Redogörelse för ett examensarbete utfört hösten 1973 och våren 1974
av Göran Andersson

Handledare: Sture Lindahl

Institutionen för Regleringsteknik vid Lunds Tekniska Högskola Lund,
maj 1974

MODELS AND CONTROLLERS FOR AN INDUSTRIAL GAS TURBINE

ABSTRACT

The goal of this work is to use basic physical laws to construct a model and a controller for an industrial gas turbine.

The model shall simulate all of security and controlling interesting process variables, with reasonably accuracy.

The controller shall use the process up to the limits to get it as fast as possible at load changes.

An unlinear model for a gas turbine STAL GT-120b has been established, under the assumption that efficiencies are constant and that massflow rules can be approximated by analytic expressions around the equilibrium running line.

An unlinear controller for this process has with elementary control theory and knowledge in the dynamic behavior of the process been constructed and tested.

Simulations on computer shows that the controller satisfied the requirements.

For another gas turbine of the same type STAL GT-120c has a more accurate model been constructed, which don't use the approximations of efficiencies and massflows but instead interpolates these variables from characteristics. The model has been compared to measurements on a plant in Halmstad and are fairly accurate both in the dynamic behavior and in steady state.

The controller which been constructed for the first gas turbine has been implemented on this model. It shows that the same controller after a few parameter adjustments work as good as before on this process.

MODELLER OCH REGULATORER FÖR EN INDUSTRIELL GASTURBIN

Sammanfattning.

Avsikten med examensarbetet är att utifrån fysikaliska grundekvationer bygga en modell för en industriell gasturbin och använda den för att konstruera en regulator.

Modellen skall simulera alla processvariabler som är intressanta ur regler och säkerhetssynpunkt, med tillräcklig noggrannhet.

Regulatorn skall utnyttja processen till sina fysikaliska begränsningar för att få den så snabb som möjligt vid laständringar.

En olinjär modell för en gasturbin (STAL GT-120b) har uppställts, under antagandet att verkningsgraden för turbomaskinerna är konstanta och att massflödena genom maskinerna kan representeras av området kring den statiska belastningslinjen.

En olinjär regulator för denna process har med elementär reglerteori och viss processinsyn konstruerats och utprovats. Simuleringar på datamaskin av det återkopplade systemet visar att regulatorn uppfyller de uppställda kraven.

För en annan gasturbin av samma typ (STAL GT-120c) har en noggrannare modell uppställts, som inte utnyttjar approximationerna av verkningsgraderna och massflödena utan istället interpolerar fram dessa variabler ur karakteristikor. Denna modell har kunnat jämföras med mätningar på en anläggning i Halmstad och visat sig stämma hyfsat både stationärt och dynamiskt.

Regulatorn som konstruerats för den första gasturbinen har även implementerats på denna modell. Det visar sig att samma regulator efter några parameterjusteringar fungerar lika bra på denna process.

INNEHÅLL:

	Sida
1. Inledning	1
2. Modeller för gasturbinerna GT-120b och GT-120c	4
1. Uppgift	4
2. Principiell uppbyggnad	4
3. Flödesschema och beteckningar	5
1. Flödesschema	5
2. Beteckningar	6
4. Generella samband för GT-120 serien	7
1. Ekvationer för axlarna	7
2. Ekvationer för gasvolymerna	9
1. Härledning av ekvationerna	9
2. Ekvationer för gasvolymerna	10
3. Ekvationer för massflöde genom avtappnings- ventilerna	12
4. Ekvationer för massflöde genom bränn- kammrarna och mellankylaren	12
5. Ekvationer för värmeöverföringen i bränn- kammrarna	13
5. Entalpiändringar och massflöden för GT-120b	15
1. Entalpiändring allmänt	15
2. Entalpiändringar för turbiner och kompressorer	16
3. Massflöde genom kompressorer och turbiner	17
6. Konstanter för GT-120b	19
7. Entalpiändringar och massflöde för GT-120c	20
1. Interpolation i karakteristikor	20
2. Entalpiändring allmänt	21
8. Konstanter för GT-120c	22
9. Simuleringar av öppna modellen	23
1. Simuleringsteknik	23
2. Stationär noggrannhet	23
3. Dynamisk noggrannhet	23
4. Värmeupplagringen i brännkammarmantlarna	24
5. Dynamiska egenskaper hos processen	25

3.	Regulator för GT-120 serien	27
1.	Uppgift	27
2.	Önskemål och krav på regulatorn	27
3.	Regulatorns huvudprinciper	28
4.	Beskrivning av regulatorn	31
5.	Kommentarer	37
6.	Signalschema	38
4.	Simuleringar av GT-120b med regulator	39
1.	Förutsättningar	39
2.	Beteckningar och skalfaktorer	39
3.	Simuleringar	40
4.	Lasttagningsförmåga	53
5.	Kommentarer	54
5.	Simuleringar av GT-120c med regulator	56
1.	Förutsättningar	56
2.	Beteckningar och skalfaktorer	56
3.	Simuleringar	57
4.	Lasttagningsförmåga	64
5.	Kommentarer	65
6.	Slutsatser	66
7.	Referenser	68
8.	Litteratur	68
	Appendix I Interpolationsrutiner i FORTRAN 4	
	Appendix II Modell med regulator för GT-120b i FORTRAN 4	
	Appendix III Modell med regulator för GT-120c i FORTRAN 4	

1. INLEDNING

Gasturbinens lämplighet som reserv och toppkraftaggregat, har medfört att såväl i Sverige som i andra industriländer råder ett stort intresse för denna värmekraftmaskin. Detta förutsätter emellertid att aggregatet kan göras startsnabbt och kan ta upp snabba och stora belastningsändringar.

Gasturbinprocessen är en ung värmekraftmaskin, principerna för processen var emellertid klara redan 1872 då den tyske ingenjören Franz Stolze presenterade ett förslag till en gasturbinanläggning. Men det kom att dröja ända till 1939, främst beroende på svårigheterna att konstruera kompressorer med tillräckligt hög verkningsgrad, innan den första gasturbinen kunde installeras i Neuchatel i Schweiz. Den hade en uteffekt till nät på 4 MW. En av männen bakom denna framgång var den klassiske professorn på ETH i Zürich Stodola, som även ledde verkningsgradsproven med Neuchatel anläggningen.

Gasturbinaggregaten finnes i dag i flera olika varianter, man brukar skilja mellan en och fleraxliga aggregat och mellan industri och jet-aggregat. Antalet axlar hänförs till maskinarrangemanget och indelningen jet och industriaggregat till användningen. Med ett industriaggregat menas då ett aggregat vars alla huvudkomponenter från början är konstruerade för ett stationärt maskinarrangemang. Jetaggregat är däremot en anläggning där gasgeneratorerna utgöres av en eller flera jetmotorer, som då kan användas på flera sätt (i t.ex. flygplan).

I detta examensarbete skall vi emellertid bara behandla ett treaxligt industriellt gasturbinaggregat nämligen Stal-Lavals GT-120 serie.

GASTURBINGAGGREGAT GT-120

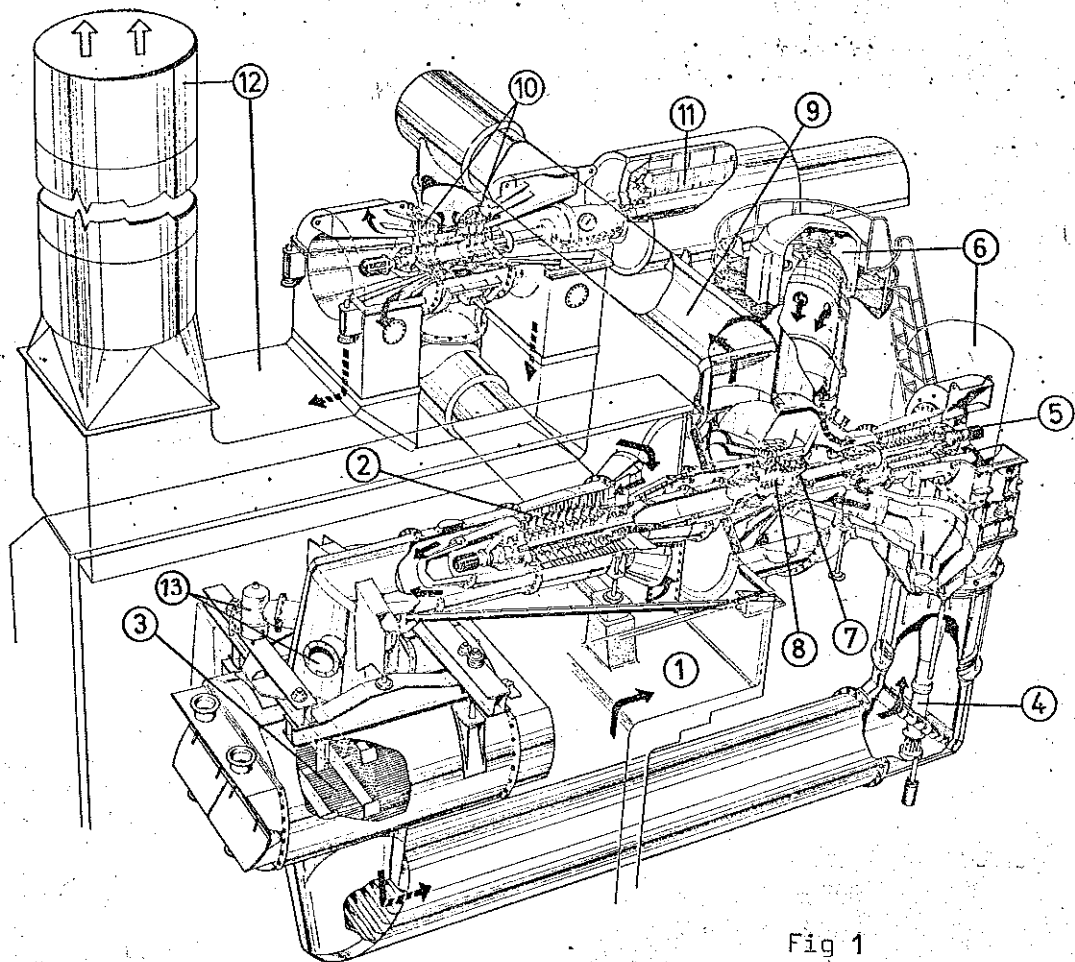


Fig 1

Om vi för att bekanta oss med processen följer luftens väg från insug till utlopp så ser vi följande: (Med index enl. fig. 1.)

Luften sugas in genom luftintaget 1, den komprimeras därefter i lågtryckscompressorn 2 (LK). Luften passera sedan en mellankylare 3 (MK) detta för att minska kompressorarbetet i högtryckscompressorn 5 (HK). Från HK ledes sedan luften till Brännkammarna 6 (BK), där den värmes genom förbränning av brännolja.

De varma avgaserna får därefter expandera först i en högtrycksturbin 7 (HT), vilken driver över en axel HK. Från HT expandera gaserna i en lågtrycksturbin 8 (LT), vilken driver över en axel LK. Från LT leds sedan gaserna genom ledningen 9 till kraftturbinen 10 (KT), som driver en generator 11. Genom utloppet 12 strömmar sedan avgaserna ut i luften.

För att starta anläggningen kan man blåsa in tryckluft från en tank vid 4 och på så sätt accelerera rotorerna till startvarvtal. Vid 13 finnes två stycken avtappningsventiler, detta för att hindra att tryckstegringen över LK vid vissa driftslägen blir så stor att kompressorn blir instabil "pumpar". Vidare så har man försett generatormotståndet med ett bromsmotstånd som skall hindra att den rusar vid ett effektfrånslag.

Vi vill nu genom att styra på bränsleflödet, avtappningsventilerna och bromsmotståndet styra processen så att frekvensen hos nätet d.v.s. KTs varvtal är så konstant som möjligt vid alla störningar.

De främsta störningarna på processen är laständringar, lufttemperaturen, lufttrycket, luftfuktigheten, vattentemperaturen på kylvattnet till MK och brännoljans värmevärde.

Vid alla driftsfall och styrförlopp skall dessutom följande krav uppfyllas: Inga temperaturgränser för överskridas, ingen kompressor får "pumpa" eller övervarva och för brännkammrarna måste luftbränslekvoten inte överskrida ett maximalt värde.

2. Modeller för gasturbinerna GT-120b och GT-120c

2.1 Uppgift

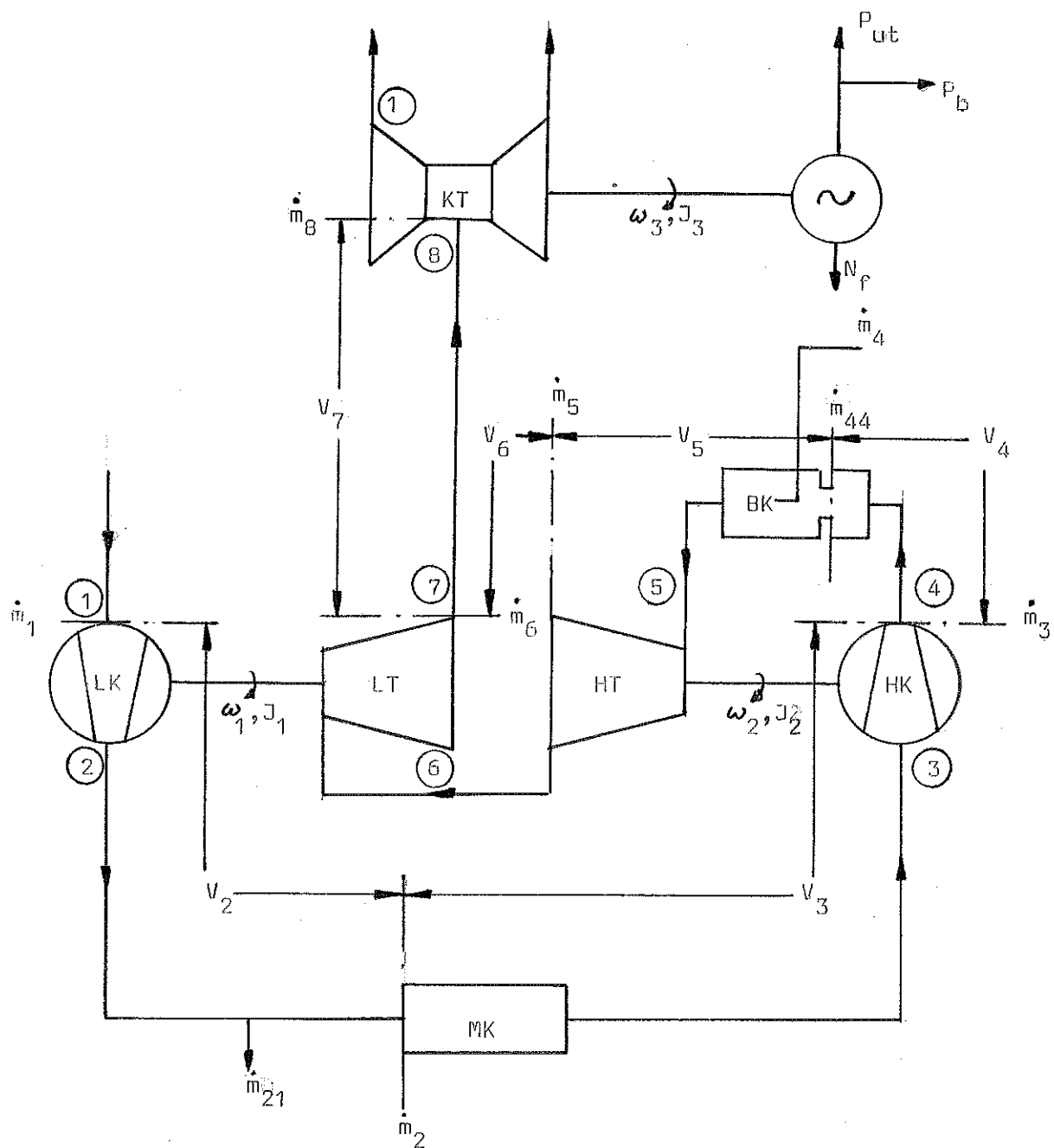
Att från fysikaliska grundekvationer bygga en modell, som beskriver dynamiken hos en industriell gasturbinprocess. Noggrannheten skall vara sådan att modellen kan användas för dimensionering av reglerutrustningar.

2.2 Principiell uppbyggnad

För axlarna har rotationsenergibalanser uppställts. Dessa ekvationer har kopplats med energi och massbalanser för gasmassorna i ledningar och brännkammare. För brännkammarna har ekvationer uppställts som approximerar värmeflödet mellan "varma" och "kalla" delarna. Massflödena för GT-120b har approximerats med funktioner som representerar området kring statiska belastningslinjen. Verkningsgraderna för GT-120b har approximerats till värdena för full last vid samtliga driftslägen. För GT-120c har verkningsgrader och massflöden interpolerats fram ur givna karakteristikor.

2.3. Flödesschema och beteckningar

2.3.1. Flödesschema

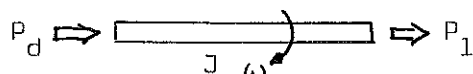


2.3.2. Beteckningar

Tryck	p	N/m^2
Tryckkvot	\bar{p}	
Temperatur	T	$^{\circ}\text{K}$
Volym	V	m^3
Area	A	m^2
Massflöde	\dot{m}	kg/s
Densitet	ρ	kg/m^3
Inre energi	E_v	J
Arbete	W	J
Statisk entalpi	i	J/kg
Total entalpi	i_o	J/kg
Massa	M	kg
Effekt	\underline{P}	W
Värmefflöde	\dot{q}	W
Spec. värme konst tryck	c_p	$\text{J/kg}^{\circ}\text{K}$
Spec. värme konst volym	c_v	$\text{J/kg}^{\circ}\text{K}$
Isentrop exponent	κ	
Polytrop exponent	n	
Spec. värme för plåt	c_{pl}	$\text{J/kg}^{\circ}\text{K}$
Verkningsgrad	η	
Värmevärde för bränslet	H	J/kg
Värmestrålningskonstant	k_s	$\text{W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{K}^4$
Värmekonvektionskonstant	k_k	$\text{W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{K}$
Vinkelhastighet	ω	s^{-1}
Tröghetsmoment	J	kgm^2
Höjd	z	m
Jordacceleration	g	m/s^2

2.4 Generella samband för GT-120 serien

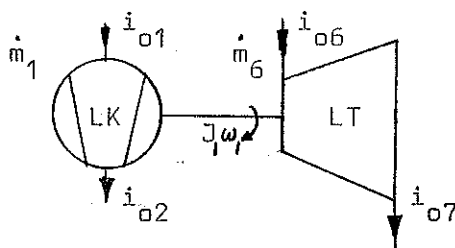
2.4.1 Ekvationer för axlarna



En energibalans ger

$$J\omega \frac{d\omega}{dt} = P_d - P_1 \quad 2.1$$

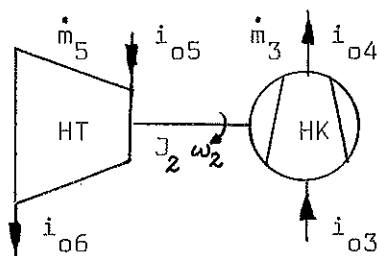
För LT-LK axeln gäller om kompressibiliteten inom LT och LK volymerna försummas



Försummas nu inverkan av friktion och värmeutbyte med omgivningen fås:

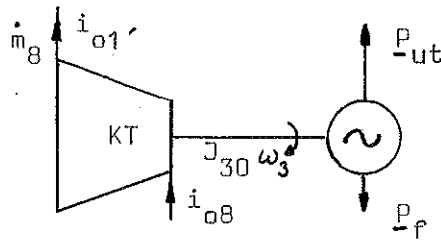
$$J_1 \omega_1 \frac{d\omega_1}{dt} = (i_{o6} - i_{o7}) \dot{m}_6 - (i_{o2} - i_{o1}) \dot{m}_1 \quad 2.2$$

För HT-HK axeln fås på samma sätt



$$J_2 \omega_2 \frac{d\omega_2}{dt} = (i_{o5} - i_{o6}) \dot{m}_5 - (i_{o4} - i_{o3}) \dot{m}_3 \quad 2.3$$

För KT axeln gör vi samma antagande som tidigare för turbinen och för generatorn försummas de elektriska tidskonstanterna.



$$J_{30} \omega_3 \frac{d\omega_3}{dt} = (i_{08} - i_{01}) \dot{m}_8 - P_{ut} - P_f \quad 2.4$$

För de fall då generatorn arbetar på nät med andra roterande maskiner och belastningar måste vi, då detta påverkar den upplagrade energin i systemet, korrigera J_3 för detta.

Nätets upplagrade energi blir

$$E_{\text{nät}} = \sum_i J_i \frac{\omega_i^2}{2} \quad 2.5$$

$$\omega_i = \text{konst.} \cdot \omega_{30} \quad (\omega_{30} \text{ är varvtalets börvärde}) \quad 2.6$$

$$J_{\text{nät}} = \sum_i J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_{30}} \right)^2 \quad 2.7$$

Det totala tröghetsmomentet för axeln blir då

$$J_{30} = J_{\text{nät}} + J_3 \quad 2.8$$

Generatorförlusterna P_f består av en linjär del proportionell mot friktionsförluster och en kvadratisk del proportionell mot resistansförluster.

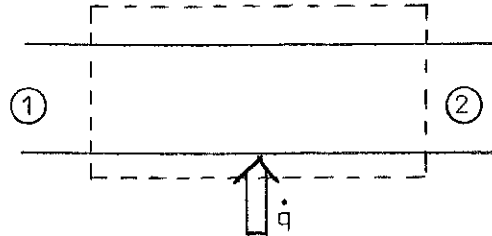
där

$$P_f = \left(\frac{P_{ut}}{P_{utn}} \right)^2 + P_{ut} K_f \quad 2.9$$

(I modellen av GT-120b har P_f approximerats till en konstant.)

2.4.2. Ekvationer för gasvolymerna

2.4.2.1. Härledning av ekvationerna



Allmänna energi-ekvationen

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dE}{dt}_V + \int_{A_2} (i + \frac{c^2}{2} + gz) d\dot{m}_2 - \int_{A_1} (i + \frac{c^2}{2} + gz) d\dot{m}_1 + \frac{dW}{dt} \quad 2.10$$

Hastighets och höjdskillnader försummas

$$E_V = \int_V (i g - p) dV = \int_V (c_p T g - p) dV = \int_V p \frac{1}{\kappa - 1} dV \quad 2.11$$

Derivering m.a.p. tiden ger

$$\frac{dE}{dt}_V = \frac{1}{\kappa - 1} \int_V \frac{dp}{dt} dV = \frac{V}{\kappa - 1} \frac{dp}{dt} \quad 2.12$$

$$\frac{dW}{dt} = 0$$

Ur 2.10 och 2.12 fås nu

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\kappa - 1}{V} (c_{p1} T_1 \dot{m}_1 - c_{p2} T_2 \dot{m}_2 + \dot{q}) \quad 2.13$$

Kontinuitetsekvationen

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \int_V \frac{d\dot{g}}{dt} dV \quad 2.14$$

Om vi har temperaturen T_2 i hela volymen blir

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \frac{V}{R} \frac{d}{dt} \left(\frac{p}{T_2} \right) \quad 2.15$$

Partialderivering m.a.p. p och T_2 ger.

$$\frac{dT_2}{dt} = T_2 \left(\frac{dp}{dt} / p + (\dot{m}_2 - \dot{m}_1) \frac{RT}{pV^2} \right) \quad 2.16$$

2.4.2.2. Ekvationer för gasvolymerna

Volymen V_2

Temperaturen T_2 gäller i hela volymen.

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\gamma-1}{V_2} (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_{21}) c_{p1} T_2 \quad 2.17$$

Volymen V_3

Temperaturen T_3 gäller i volymen. För mellankylaren antar vi att den är ideal d.v.s. utloppstemperaturen är alltid konstant, T_{30}

$$\dot{q}_{MK} = (T_2 - T_{30}) \dot{m}_2 c_{p1} \quad 2.18$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{\gamma-1}{V_3} (T_2 \dot{m}_2 - T_3 \dot{m}_3 - \dot{q}_{MK} / c_{p1}) c_{p1} \quad 2.19$$

$$\frac{dT_3}{dt} = T_3 \left(\frac{dp_3}{dt} / p_3 + (\dot{m}_3 - \dot{m}_2) \frac{RT_3}{p_3 V_3} \right) \quad 2.20$$

Volymen V_4

Temperaturen T_{41} gäller i volymen. Den värme som överföres genom konvektion från den heta brännkammardelen till gasen är \dot{q}_4

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{\gamma-1}{V_4} (c_{p4} T_4 \dot{m}_3 - c_{p4} T_{41} \dot{m}_{44} + \dot{q}_4) \quad 2.21$$

$$\frac{dT_{41}}{dt} = T_{41} \left(\frac{dp_4}{dt} / p_4 + (\dot{m}_{44} - \dot{m}_3) \frac{RT_{41}}{p_4 V_4} \right) \quad 2.22$$

Volymer V_5

Temperaturen T_5 gäller i volymer. Till kalla brännkammardelen strålar och överföres med konvektion \dot{q}_5 . Genom förbränning tillföres energin \dot{q}_b .

$$\dot{q}_b = H\dot{m}_4 \eta_b$$

$$\frac{dp_5}{dt} = \frac{\gamma-1}{V_5} (c_{p4} T_{41} \dot{m}_{44} - c_{p5} T_5 \dot{m}_5 + \dot{q}_b - \dot{q}_5) \quad 2.23$$

$$\frac{dT_5}{dt} = T_5 \left(\frac{dp_5/p_5}{dt} + (\dot{m}_5 - \dot{m}_{44}) \frac{RT_5}{p_5 V_5} \right) \quad 2.24$$

Volymer V_6

Temperaturen T_6 gäller i volymer.

$$\frac{dp_6}{dt} = \frac{\gamma-1}{V_6} (\dot{m}_5 - \dot{m}_6) c_{p6} T_6 \quad 2.25$$

Volymer V_7

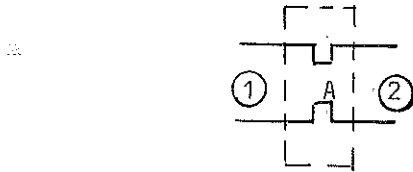
Temperaturen T_8 gäller i volymer

$$\frac{dp_7}{dt} = \frac{\gamma-1}{V_7} (c_{p7} T_7 \dot{m}_6 - c_{p7} T_8 \dot{m}_8) \quad 2.26$$

$$\frac{dT_8}{dt} = T_8 \left(\frac{dp_7/p_7}{dt} + (\dot{m}_8 - \dot{m}_6) \frac{RT_8}{p_7 V_7} \right) \quad 2.27$$

2.4.3 Ekvationer för massflöde genom avtappningsventilerna

För en strypning gäller vid underljudsströmning



$$\dot{m} = A \frac{p_2}{RT_2} \left(2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left((p_1/p_2)^{2/\gamma} - (p_1/p_2)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad 2.28$$

Överljudsströmning inträder om

$$p_1/p_2 \geq 0.528 \quad \text{då är } p_1/p_2 = 0.528 \quad 2.29$$

Avtappningsventilen approximeras till en strypning, då fås

$$\dot{m}_{21} = A_{21} \frac{p_2}{RT_2} \left(2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left((p_1/p_2)^{2/\gamma} - (p_1/p_2)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad 2.30$$

2.4.4 Ekvationer för massflödena genom BK och MK

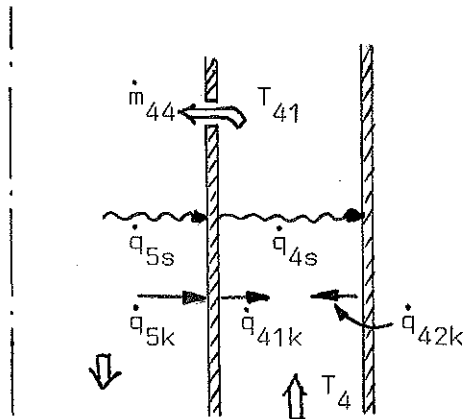
Vi approximerar tryckfallet över mellankylaren och brännkammaren till en strypning. Då gäller 2.28. Arean A löses ur ekv 2.28 med insatta kända stationära värden. För mellankylaren gäller då

$$\dot{m}_2 = A_2 \frac{p_2}{RT_2} \left(2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left((p_3/p_2)^{2/\gamma} - (p_3/p_2)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad 2.31$$

För brännkammaren pss

$$\dot{m}_{44} = A_4 \frac{p_2}{RT_{4f}} \left(2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left((p_5/p_4)^{2/\gamma} - (p_5/p_4)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad 2.32$$

2.4.5. Ekvationer för värmeöverföringen i brännkammaren



Från förbränningen strålar till brännkammareväggen

$$\dot{q}_{5s} = A_{bk} k_s (T_5^4 - T_{p11}^4) \quad 2.33$$

Från mellanväggen strålar till ytterväggen

$$\dot{q}_{4s} = A_{bk} k_s (T_{p11}^4 - T_{p12}^4) \quad 2.34$$

Temperaturen i kalla delen approximeras till

$$T_{4M} = (T_{41} + T_4)/2 \quad 2.35$$

Genom konvektion överföres

$$\dot{q}_{5k} = A_{bk} k_k (T_5 - T_{p11}) \quad 2.36$$

$$\dot{q}_{41k} = A_{bk} k_k (T_{p11} - T_{4M}) \quad 2.37$$

$$\dot{q}_{42k} = A_{bk} k_k (T_{p12} - T_{4M}) \quad 2.38$$

Den i plåten upplagrade energin blir

$$E_{p11} = T_{p11} M_{p11} c_{pl} \quad 2.39$$

$$E_{p12} = T_{p12} M_{p12} c_{pl} \quad 2.40$$

Derivera 2.39 och 2.40 m.a.p. tiden

$$\frac{dT_{p11}}{dt} = \frac{1}{c_{p1} M_{p11}} (\dot{q}_{5s} + \dot{q}_{5k} - \dot{q}_{4s} - \dot{q}_{41k}) \quad 2.41$$

$$\frac{dT_{p12}}{dt} = \frac{1}{c_{p1} M_{p12}} (\dot{q}_{4s} - \dot{q}_{42k}) \quad 2.42$$

Energiflödet från varma delen blir

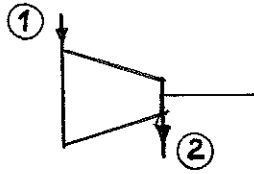
$$\dot{q}_5 = \dot{q}_{5s} + \dot{q}_{5k} \quad 2.43$$

Energiflödet till kalla delen blir

$$\dot{q}_4 = \dot{q}_{41k} + \dot{q}_{42k} \quad 2.44$$

2.5 Entalpiändringar och massflöden för GT-120b

2.5.1. Entalpiändring allmänt



Hastigheten hos den in och utströmmande gasen försummas

$$i_{o1} = i_1 + \frac{c_1^2}{2} \approx i_1 = c_{p1} T_1 \quad 2.45$$

$$i_{o2} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \approx i_2 = c_{p2} T_2 \quad 2.46$$

Antag att tillståndsändringen sker polytropiskt

$$p_1/p_2 = (T_1/T_2)^{\frac{n}{n-1}} \quad 2.47$$

Följande exponenter införes nu för

$$\text{kompressorerna } \alpha = \frac{n}{n-1} = \frac{1}{\eta_c} \frac{\kappa-1}{\kappa} \quad 2.48$$

$$\text{turbinerna } \beta = \frac{n}{n-1} = \eta_t \frac{\kappa-1}{\kappa} \quad 2.49$$

α respektive β sättes konstanta till värdena för driftspunkten max uteffekt.

Antag vidare

$$c_{p1} \approx c_{p2} \quad 2.50$$

För en turbin gäller då

$$i_{o1} - i_{o2} = c_{p1} (T_1 - T_2) = c_{p1} T_1 (1 - (p_2/p_1)^\beta) \quad 2.51$$

För en kompressor gäller

$$i_{o2} - i_{o1} = c_{p1} (T_2 - T_1) = c_{p1} T_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^\alpha - 1 \right) \quad 2.52$$

2.5.2 Entalpiändringar för turbiner och kompressorer

För LK blir enl 2.51

$$i_{o2} - i_{o1} = c_{p1} T_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^\alpha - 1 \right) \quad 2.53$$

c_{p1} värdet approximeras till torr luft 10 °C.

$$c_{p1} = 1000 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$$

Temperaturen i utloppet blir

$$T_2 = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^\alpha T_1 \quad 2.54$$

För HK blir pss

$$i_{o4} - i_{o3} = c_{p1} T_3 \left(\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^\alpha - 1 \right) \quad 2.55$$

$$T_4 = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^\alpha T_3 \quad 2.56$$

För HT blir enl 2.52

$$i_{o5} - i_{o6} = c_{p5} T_5 \left(1 - \left(\frac{p_6}{p_5} \right)^\beta \right) \quad 2.57$$

c_{p5} värdet approximeras med en linjär funktion

$$c_{p5} = 0.23 T_5 + 920 \text{ J/kg } ^\circ\text{K} \quad 2.58$$

Temperaturen i utloppet blir

$$T_6 = \left(\frac{p_6}{p_5} \right)^\beta T_5 \quad 2.59$$

För LT pss

$$i_{o6} - i_{o7} = c_{p6} T_6 (1 - (p_7/p_6)^{\beta}) \quad 2.60$$

$$c_{p6} = 0.23 T_6 + 920 \text{ J/kg}^{\circ}\text{K} \quad 2.61$$

För KT slutligen

$$i_{o7} - i_{o8} = c_{p7} T_7 (1 - (p_7/p_1)^{\beta}) \quad 2.62$$

$$c_{p7} = 0.23 T_7 + 920 \text{ J/kg}^{\circ}\text{K} \quad 2.63$$

2.5.3. Massflöde genom kompressorer och turbiner för GT-120b

Massflöde genom LK

Från ref. (2) har följande approximation tagits:

Kurvskaran i kompressordiagrammet har i området kring belastningslinjen approx. till följande funktion

$$\dot{m}_{N1} = F_1(n_{01}) = F_2(n_{01}) e^{(F_3(n_{01}) p_2/p_1)} \quad 2.64$$

där $F(n_{01})$ är polynom i normaliserat varvtal n_{N1} och n_{01} definieras enl följande

$$n_{01} = \omega_{N1} 0.955 \cdot 10^{-2} \quad 2.65$$

$$F_1(n_{01}) = -64 + 103n_{01} \quad 2.66$$

$$F_2(n_{01}) = (0.9 + 0.1(n_{01}-3.3) - 0.8(n_{01}-3.3)^2 - 2.1(n_{01}-3.3)^3) \cdot 10^{-2} \quad 2.67$$

För $F_2(n_{01})$ gäller

$$\text{Om } n_{01} \leq 3.0 \quad F_2(n_{01})$$

$$\text{Om } n_{01} > 3.0 \quad F_2(3.0)$$

I kompressordiagrammet finnes en pumpgräns (stabilitetsgräns)

som här approximeras till följande villkor:

$$\text{Om } p_2/p_1 \geq F_4(n_{01}) \text{ och } n_{01} < 2.1 \text{ sättes } p_2/p_1 = F_4(n_{01})$$

$$\text{Om } p_2/p_1 \geq F_5(n_{01}) \text{ och } n_{01} \geq 2.1 \text{ sättes } p_2/p_1 = F_5(n_{01})$$

$$F_4(n_{01}) = 1.2n_{01} - 0.1 \quad 2.68$$

$$F_5(n_{01}) = 2.0n_{01} - 1.8 \quad 2.69$$

Normaliserat massflöde definieras som

$$\dot{m}_{N1} = \dot{m}_1 p_{N1} / p_1 \sqrt{T_{N1} / T_1} \quad 2.70$$

Normaliserat varvtal definieras som

$$\omega_{N1} = \omega_1 \sqrt{T_{N1} / T_1} \quad 2.71$$

Massflöde genom HK

Från samma ref som i föregående fallet LK tar vi följande

$$\dot{m}_{N3} = K_1(n_{03}) - K_2(n_{03}) e^{(K_3(n_{03}))(p_4/p_3 - 1)} \quad 2.72$$

$$n_{03} = \omega_{N2} 0.955 \cdot 10^{-2} \quad 2.73$$

$$K_1(n_{03}) = -52 + 91n_{03} \quad 2.74$$

$$K_2(n_{03}) = 0.2 + 0.45(3.8 - n_{03}) - 1.42(3.8 - n_{03})^2 - 1.42(3.8 - n_{03})^3 \quad 2.75$$

$$K_3(n_{03}) = 4.50 - 0.90n_{03} \quad 2.76$$

För funktionen $K_2(n_{03})$ gäller följande villkor

Om $n_{03} \leq 3.5$ gäller $K_2(n_{03})$

Om $n_{03} > 3.5$ gäller $K_2(3.5)$

Normaliserat varvtal definieras som

$$\omega_{N2} = \omega_2 \sqrt{T_{N3} / T_3} \quad 2.77$$

Normaliserat massflöde definieras som

$$\dot{m}_{N3} = \dot{m}_3 p_{N3} / p_3 \sqrt{T_{N3} / T_3} \quad 2.78$$

Massflöde genom LT

I ref (2) ges massflödet som en kurva. Massflödet genom en turbin kan med god noggrannhet approximeras med kägelsatsen, man får då

$$\dot{m}_6 = p_6 / \sqrt{T_6} \cdot 1.445 \cdot 10^{-2} \sqrt{1.0 - (p_7/p_6)^2} \text{ kg/s} \quad 2.79$$

Massflöde genom HT

pss

$$\dot{m}_5 = p_5 / \sqrt{T_5} \cdot 0.785 \cdot 10^{-2} \sqrt{1.0 - (p_6/p_5)^2} \text{ kg/s} \quad 2.80$$

Massflöde genom KT

pss

$$\dot{m}_8 = p_7 / \sqrt{T_8} \cdot 2.40 \cdot 10^{-2} \sqrt{1.0 - (p_1/p_7)^2} \text{ kg/s} \quad 2.81$$

2.6 Konstanter för GT-120b

$$\alpha = 0.33$$

$$\beta = 0.22$$

$$c_{p4} = 1020 \text{ J/kg}^{\circ}\text{K}$$

$$J_1 = 1547 \text{ kgm}^2$$

$$J_2 = 500 \text{ kgm}^2$$

$$J_3 = 3010 \text{ kgm}^2$$

$$\lambda = 1.4$$

$$R = 287 \text{ J/}^{\circ}\text{K}$$

$$A_2 = 0.9 \text{ m}^2$$

$$A_4 = 0.3 \text{ m}^2$$

$$A_{21} = 0.126 \text{ m}^2$$

$$V_2 = 80 \text{ m}^3$$

$$V_3 = 45 \text{ m}^3$$

$$V_4 = 16 \text{ m}^3$$

$$V_5 = 18.5 \text{ m}^3$$

$$V_6 = 5 \text{ m}^3$$

$$V_7 = 61 \text{ m}^3$$

$$H = 4.18 \cdot 10^7 \text{ J/kg}$$

$$\eta_b = 0.98$$

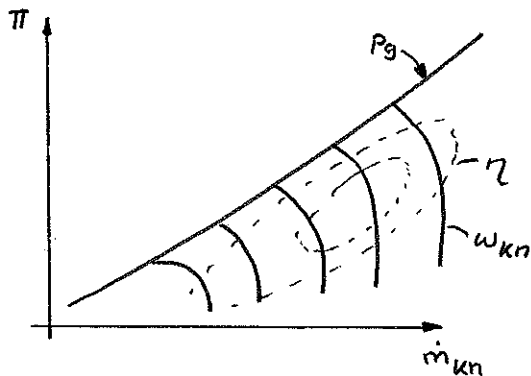
Programmet för simulering av GT-120b finns i APPENDIX II

2.7 Entalpiändringar och massflöde för GT-120c

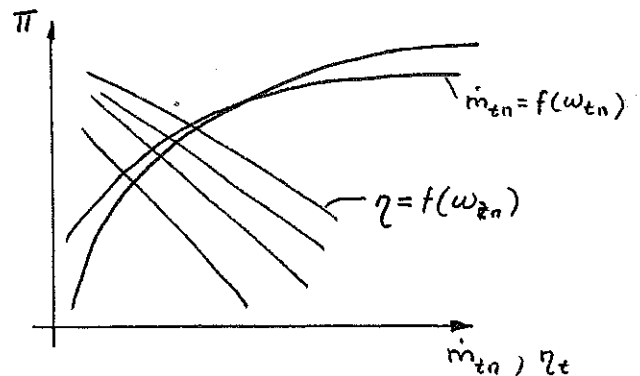
2.7.1. Interpolation i karakteristikor

För denna gasturbin fick vi genom STALs medverkan tillgång till karakteristikor för kompressorer och turbiner, med följande principiella utseende:

Kompressorer



Turbiner



Normaliserade parametrar

$$\omega_{kn} = \sqrt{\frac{T_{norm}}{T}}$$

$$\omega_{tn} = \frac{\omega}{\sqrt{T}}$$

$$\dot{m}_{kn} = \frac{P_{norm}}{P} \sqrt{\frac{T}{T_{norm}}} \dot{m}$$

$$\dot{m}_{tn} = \frac{\sqrt{T}}{P} / \left(\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P} \right)_{norm} \dot{m}$$

Karakteristikorna programmerades som matriser med massflödet

$\dot{m} = f(\pi, \omega_n)$, pumpgränsen $P_g = f(\omega_n)$ och verkningsgraden $\eta = f(\pi, \omega_n)$

I detta material interpolerades med en Subroutine utvecklad av Sture Lindahl, som är sådan att diskontinuiteter i första derivatan undviks och därmed svårigheter med den numeriska integrationen av differential-ekvationerna.

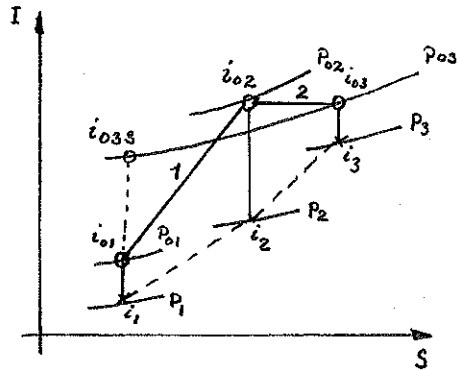
En interpolering sker på följande sätt:

Först letar en Subroutine upp närmsta knutpunkten (π, ω_n) , genom att söka från knutpunkten i förra itereringen. Därefter fås normaliserat massflöde, verkningsgrad och pumpgräns genom interpolation från närmsta knutpunkten.

Subrutinerna finnes i APPENDIX I

2.7.2. Entalpiändring allmänt

I karakteristikerna är verkningsgraden angiven som isentrop verkningsgrad, då får I-s diagrammet över en tillståndsändring i ett kompressorsteg följande utseende.



1 Löpskovel

2 Ledskovel

$$i_0 - i = \frac{c_p}{2} v^2$$

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

2.82

Antag att i_0 kan approximeras med $c_p T_0$. Då fås entalpiändringen över ett steg som:

$$i_{03} - i_{01} = c_{p1} (T_{03} - T_{01}) = c_{p1} \frac{T_{03s} - T_{01}}{\eta_k} = c_{p1} \frac{T_{01}}{\eta_k} \left(\left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

2.83

Hastigheterna i in och utlopp försummas och vi får då för en kompressor

$$\Delta i = c_{p1} \frac{T_1}{\eta_k} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

2.84

(Index: 1 inlopp, 2 utlopp)

För turbinerna fås på samma sätt

$$\Delta i = c_{p1} T_1 \eta_T \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

2.85

(Index: 1 inlopp, 2 utlopp)

Exponenten $\frac{\gamma-1}{\gamma}$ är beroende av temperaturen och bränsleluftkvoten vilket approximeras med följande polynom:

$$\frac{\gamma-1}{\gamma} = 0.28302 + T_1 0.478 \cdot 10^{-4} + T_1^2 0.1466 \cdot 10^{-6} + T_1^3 0.6633 \cdot 10^{-10} + \dot{m}_1/\dot{m}_0 4.76 \cdot 10^{-4} \quad 2.86$$

$$c_{p1} = R/\frac{\gamma-1}{\gamma} \quad 2.87$$

För temperaturerna i kompressorernas utlopp fås ur 2.82

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_c} \left((p_2/p_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \quad 2.88$$

För turbinernas utloppstemperatur pss

$$T_2 = T_1 \left(1 - \eta_T \left(1 - (p_2/p_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right) \quad 2.89$$

Genom insättning av dessa ekvationer fås entalpiändringarna på samma sätt som för GT-120b.

2.7.3. Massflöden

Fås direkt ur interpoleringarna efter korrektion för normaliseringen.

2.8 Konstanter

$$R = 287 \text{ J/}^\circ\text{K}$$

$$H = 4.29 \cdot 10^7 \text{ J/kg}$$

$$A_2 = 1.0 \text{ m}^2$$

$$\eta_b = 0.98$$

$$A_4 = 0.25 \text{ m}^2$$

$$J_1 = 1547 \text{ kgm}^2$$

$$J_2 = 500 \text{ kgm}^2$$

$$J_3 = 3010 \text{ kgm}^2$$

$$A_{21} = 0.126 \text{ m}^2$$

$$V_2 = 25 \text{ m}^3$$

$$V_3 = 100 \text{ m}^3$$

$$V_4 = 18.5 \text{ m}^3$$

$$V_5 = 16 \text{ m}^3$$

$$V_6 = 5 \text{ m}^3$$

$$V_7 = 61 \text{ m}^3$$

Programm för simulering finnes i

APPENDIX III

2.9. Simuleringar av öppna modellen

2.9.1. Simuleringsteknik

Vid alla simuleringar av såväl öppna som återkopplade modellen har ett programpaket SIMNON (Se ref. 3) utnyttjats. Simuleringarna är gjorda på en PDP-15 minidator med 18 bits ordlängd och 32k kärnminne.

2.9.2. Stationär noggrannhet

Modellen av GT-120b kunde bara kontrolleras vid max uteffekt 52.6 MW och stämde då bättre än 5% fel på alla variabler jämfört med datablad. Approximationerna av turbomaskinernas verkningsgrader som konstanta är riktiga vid full uteffekt. Vid dellaster minskar emellertid de verkliga verkningsgraderna och därför stämmer säkert modellen sämre vid dellast simuleringar.

Modellen av GT-120c kontrollerades vid max uteffekt 68 MW, vid 50 MW och vid 30 MW och stämde då bättre än 5% för alla kontrollerade variabler.

2.9.3. Dynamisk noggrannhet

På GT-120b fanns inga mätningar att tillgå, därför kan ingen kontroll göras.

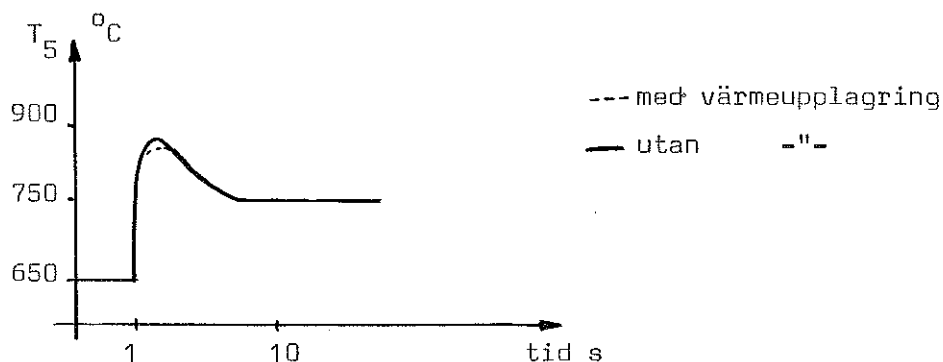
På GT-120c hade mätningar gjorts på en anläggning i Halmstad under våren 1973. Kvaliteten var tyvärr sådan att de endast dög till uppskattningar av de dynamiska egenskaperna. En jämförelse mellan stegsvaren från mätningar och modell visar att modellen har samma dynamiska egenskaper som mätningarna.

Skillnaden mellan GT-120b och c versionerna är enbart en modifiering av LK. Därför skall båda versionerna ha samma dynamiska egenskaper. Jämföres simuleringar från de båda modellerna ser man så är fallet. Slutsats: GT-120b modellen har samma dynamiska egenskaper som den verkliga processen.

2.9.4. Värmeupplagringen i brännkammarmantlarna

För att undersöka hur energiupplagringen i brännkammarmantlarna påverkar de dynamiska egenskaperna, uppställdes ekvationerna för energiupplagring och energiflöden i brännkammaren.

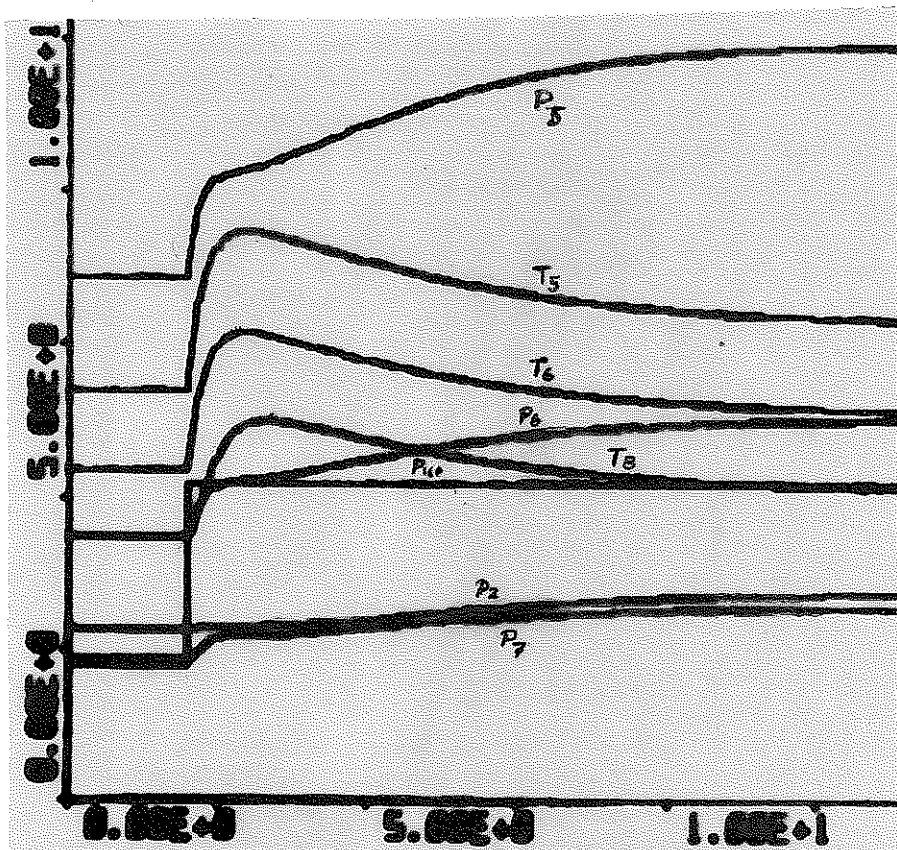
Ekvationerna kommer främst att påverka modellens dynamik vid stora laständringar, därför att vid dessa tillstånd kommer brännkammartemperaturen ändras och därmed också energiupplagringen i mantlarna. Låt oss studera ett stegsvar på GT-120b 30-50 MW med och utan dessa ekvationer



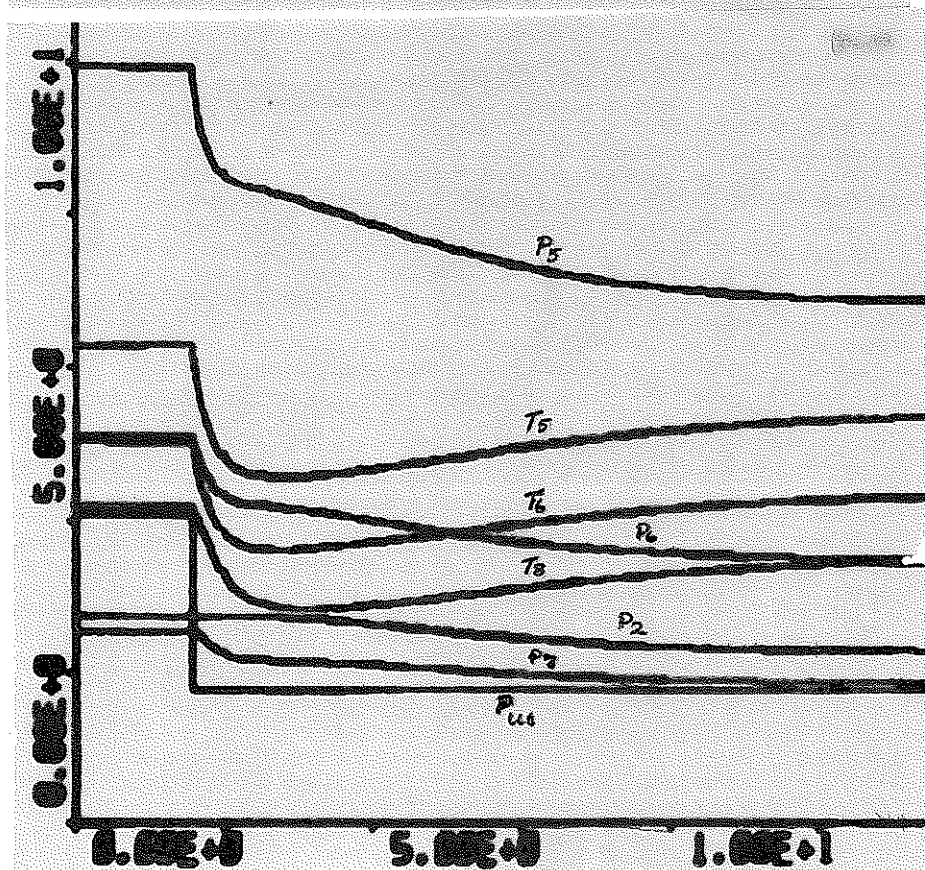
Eftersom inverkan på temperaturtopparna är så liten (5 °K vid steget ovan) och de ökar simuleringstiden försummas deras inverkan. Det bör också påpekas att dessa temperaturtoppar är kritiska ur hållfasthetssynpunkt. Dimensioneras regulatorn med modellen utan dessa ekvationer fås alltså direkt en inbyggd säkerhetsfaktor mot för höga temperaturtoppar.

2.9.5 Dynamiska egenskaper hos processen

Steg i bränsleflöde och uteffekt 20-52 MW och 52-20 MW på GT-120b
(GT-120c har exakt samma dynamiska egenskaper)



Skalor
X-axel:
Tid i s.
Y-axel
Temp i °C 10^{-2}
Tryck i Bar
Effekt i MW



Analys av stegsvarens dynamik:

Temperaturerna efter brännkammrarna:

T_5 , T_6 och T_8 ökar vid ett steg på bränsleflödet alla snabbt upp till en topp. Topparna beror på att bränsleflödet och därmed också energiflödet till brännkammrarna ökar med ett steg, under det att massflödet är nästan konstant.

Tidsförskjutningen mellan topparna beror på att den gasmassa som skall värmas ökar med avståndet från brännkammrarna och därmed också svarets tidskonstant.

Efter topparna ser man att alla temperaturerna faller ned mot lägre värden på ungefär samma sätt. Detta beror på att massflödet ökar genom systemet och därmed kan temperaturerna sjunka ty energiflödet är ungefär proportionellt mot produkten massflöde · temperatur.

Trycken i processen:

Före brännkammrarna kommer trycken att öka på samma sätt som massflödet. Efter däremot stiger de först hastigt beroende på att gasen expanderar vid den snabba temperaturökningen, därefter fortsätter de att stiga men nu långsammare på samma sätt som de andra trycken.

3. REGULATOR FÖR GT-120 SERIEN

3.1. Uppgift

Regulatorn skall styra bränsleflöde, avtappningar och bromsmotstånd, så att uteffekten och frekvensen antar sina börvärden på rimlig tid. Under det att vid samtliga styringrepp skall att antal processvariabler ligga inom förutbestämda gränser.

3.2. Önskemål och krav på regulatorn

Lastborkoppling.

Det svåraste fallet att reglera är när anläggningen arbetar på ett rent resistivt nät (KT-rotorn har då sitt minsta tröghetsmoment, se modellen 2.4). Då skall den klara lastborkoppling från alla driftspunkter. Frekvensen får aldrig överstiga 1.1 av börvärdet.

Lasttagning.

Regulatorn skall medge maximal lastagningsförmåga i alla driftspunkter, genom att styra processen så nära begränsningarna som möjligt. Frekvensen får aldrig understiga 0.9 av börvärdet.

Fekvensregleringen.

Nätfrekvensen d.v.s. KTs varvtal skall alltid ligga inom ± 0.01 Hz från börvärdet. Statiken skall vara inställbar med ett medianvärde av 4%.

Varvtalsbegränsningar.

Ingen rotor får ha större övervarv än 12% av driftsvarvtalets maximum.

Pumpgränsen för kompressorerna.

För HK är alla driftspunkter sådana att pumpning undviks. För LK däremot kan pumpning inträda vid vissa driftsfall, det skall då gälla

$$\frac{p_g - p_2}{p_2} \geq 5\%$$

p_2 utloppstryck
 p_g pumpgräns
 ($p_g = f(\omega_1)$)

Temperaturbegränsningar.

Den kritiska punkten är inloppstemperaturen till HT. Den får aldrig på grund av hållfasthetsskäl överskrida $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ stationärt och aldrig $850\text{ }^{\circ}\text{C}$ under maximalt 3 s.

Luftbränsleknoten.

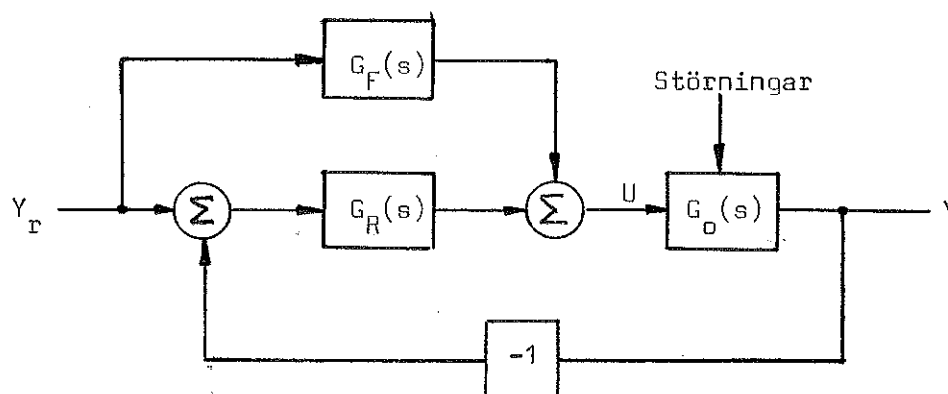
Detta tal får aldrig överskrida 150, ty då fås instabil förbränning som kan leda till att brännarna slocknar.

Stabilitet.

Efter avslutade reglerförlopp skall processen vara stabil.

3.3. Regulatorns huvudprinciper

Regulatorn grundar sig på en konventionell återkoppling med en framkoppling av börvärdet



Systemet kommer att reagera som ett vanligt återkopplat system på störningar, men för ändringar i börvärde får vi överföringsfunktionen

$$G(s) = 1 + \frac{G_D(s)G_F(s) + 1}{1 + G_D(s)G_R(s)}$$

Om $G_F(s)$ är inversen till $G_D(s)$ d.v.s.

$$G_F(s) = G_D^{-1}(s)$$

Så får vi ett idealt servo mellan Y_r och Y , vilket är precis vad vi önskar. I regulatorn har den enklast tänkbara approximation valts för att hålla nere regulatorns komplexitet nämligen

$$G_F(s) = 1$$

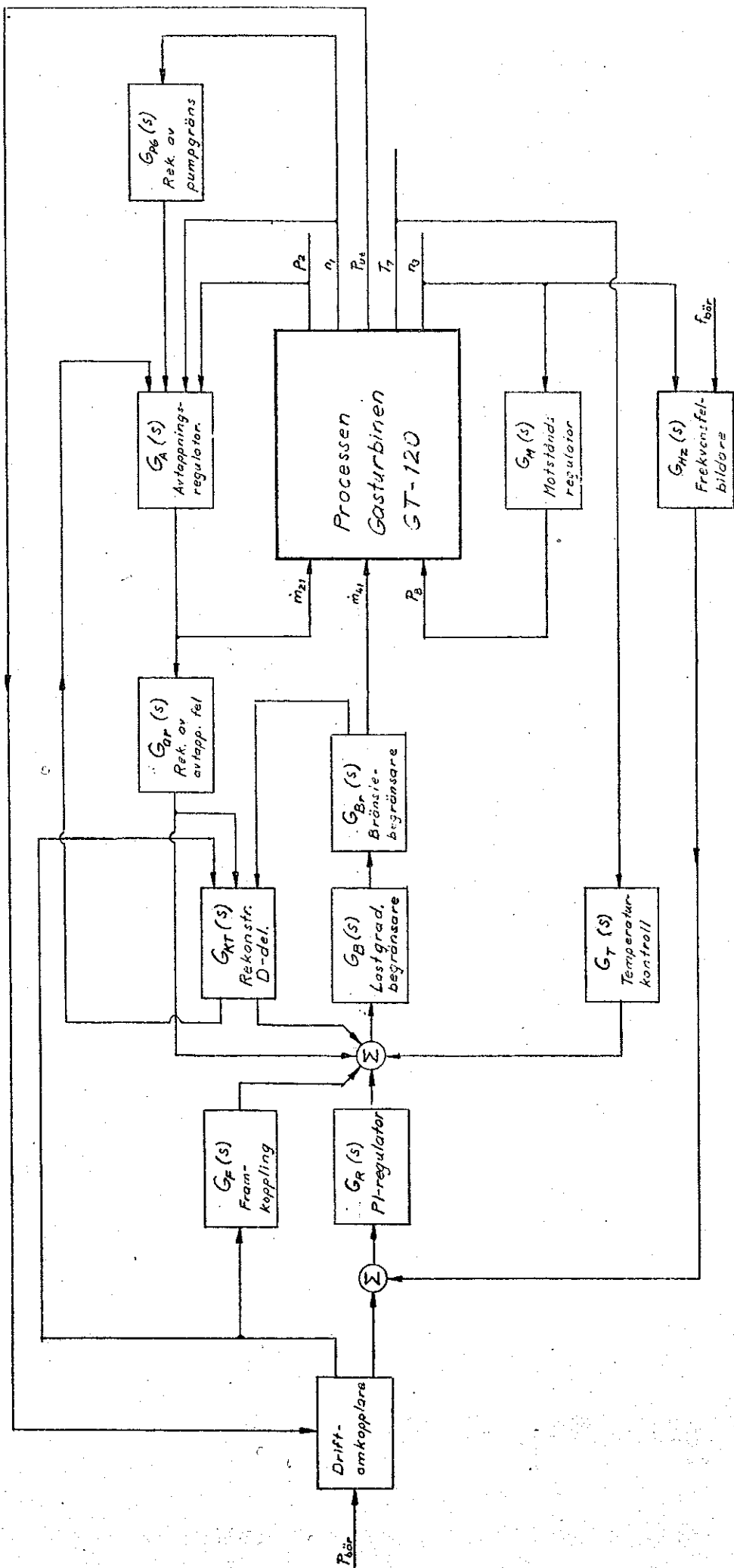
D.v.s. en konventionell framkoppling av börvärdet.

Tyvärr får man med denna enkla regulator problem med processens begränsningar. Vilket beror på att bränsleflödet ändras för snabbt. Av denna anledning har en signalbegränsare införts innan bränsleservot.

För att öka processens dämpning har även en deriverande återkoppling införts.

Vid vissa driftslägen måste dessutom två avtappningsventiler öppnas, för att hindra att LK pumpar eller för att inte luftbränsleknoten skall överstiga sitt max tillåtna värde.

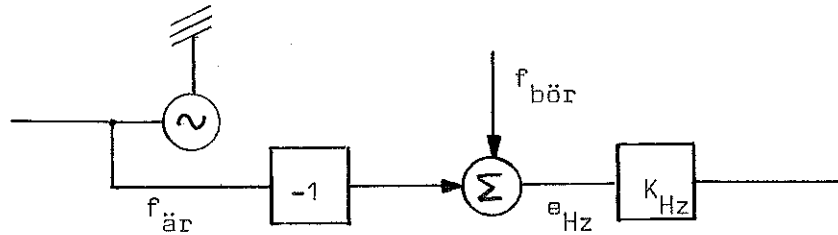
När stora lastminskningar inträffar så är processen inte tillräckligt snabb för att uppfylla kravet på frekvensregleringen. Därför måste regulatorn kompletteras med ett bromsmotstånd.



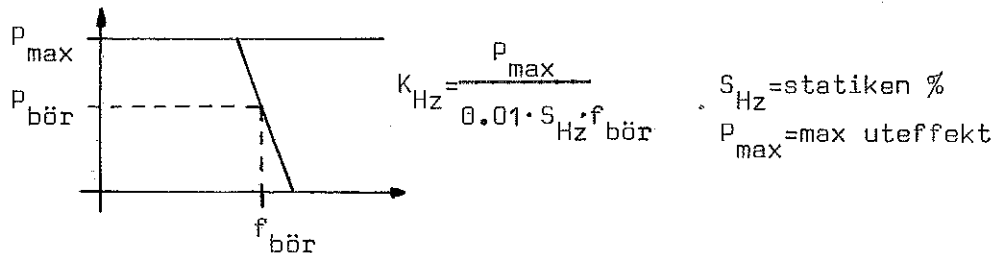
Blockschema över
Regulator för GT-120.

3.4. Beskrivning av regulatorn

Frekvensfelbildare $G_{Hz}(s)$

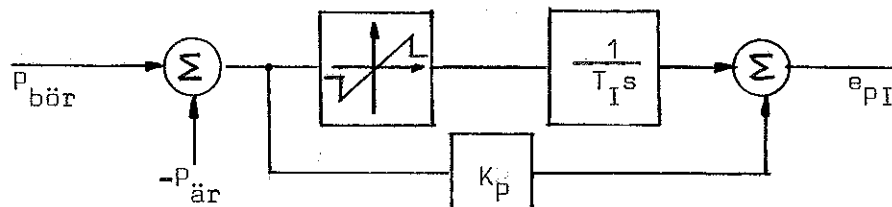


Frekvensfelet e_{Hz} görs här om till ett effektfel med konstanten K_{Hz} storleken bestäms av maskinens statik och dimensioneras enligt följande



Observera att P_{\max} beror av bränslekvalitet, luft temp. och kylvatten temp.

PI-regulator $G_R(s)$

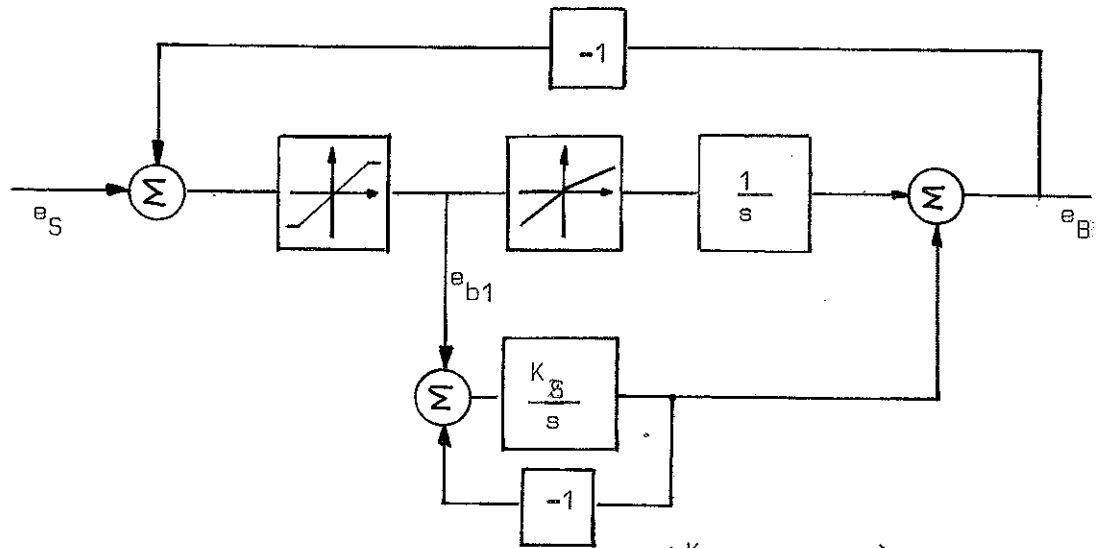


Denna regulator skall ta hand om stationära fel och korrigera approximationen $G_F(s)=1$ den bör alltså vara en PI-regulator. För att nu inte I-delen skall anta orimliga värden under reglerförlopp då vi ligger på någon begränsning, så har den försetts med en signalbegränsare. Regulatorn har överföringsfunktionen (i det linjära området):

$$G_R(s) = K_P + \frac{1}{T_I s}$$

När I-delen ligger på begränsaren så är regulator i princip endast en P-regulator med en konstant integrering.

Lastgradientbegränsare $G_B(s)$



Inom signalområdet $\pm \Delta p$ fås:

$$e_B = (e_S - e_B) \cdot \left(\frac{K_L}{s} + \frac{1}{1 + \frac{1}{K_S} s} \right)$$

Nu är $K_L \ll K_S$ då får vi:

$$G_B(s) \approx \frac{K_L + 1}{1 + \frac{1}{K_S} s}$$

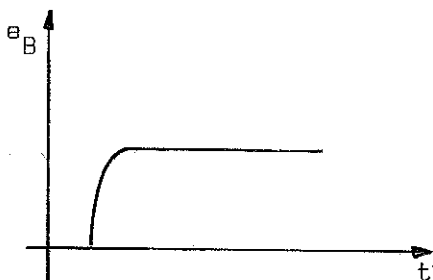
Inom signalområdet $\pm \Delta p$ är signalen $e_{b1} = \Delta p$ då får vi:

$$G_B(s) = \frac{1}{1 + \frac{1}{K_L} s}$$

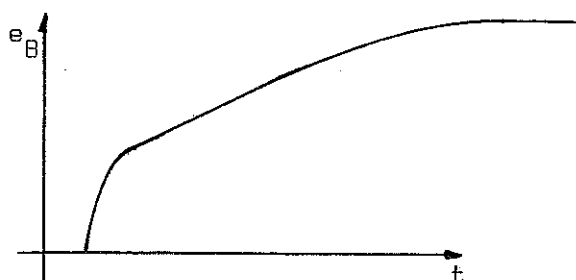
med begynnelsevärdet Δp och med en maximal derivata av $\Delta p K_L$

Begränsaren får följande stegsvar:

Steg $< \pm \Delta p$



Steg $> \pm \Delta p$

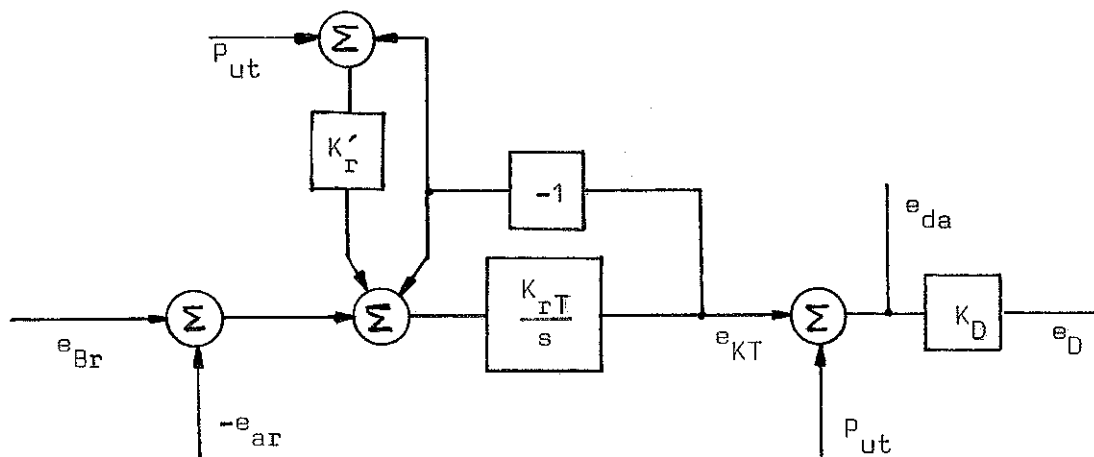


Signalbegränsaren har alltså nu fått två områden ett snabbt $<\Delta p$ och ett långsamt $>\Delta p$. Detta har den fördelen att signaler från finjusteringar, små laständringar och frekvenskontroll är inte begränsade, men de stora laständringarna får en begränsad derivata. Med denna begränsare så kan man nu styra processen så att de kritiska tillstånden ligger inom sina respektive begränsningar.

Dimensionering av begränsaren:

Δp bestäms genom simulering så att den blir så stor som möjligt utan att några begränsningar på tillstånden överskrides. Tidskonstanten göres så liten att den blir försumbar vid sidan av bränsleservots tidskonstant. För lastpåläggningar över Δp bestäms derivatan så att den växer på samma sätt som massflödet genom maskinen. D.v.s bränsleluftkvot och temperaturen efter brännkamrarna är konstanta (ungefär) under detta delförlopp av regleringen. För lastfrånslag större än Δp göres derivatan så stor som möjligt utan att bränsleluftkvotens max värde överskrides.

Rekonstruktion av uteffekt från KT och D-regulator $G_{KT}(s)$



För att minska överslängar och öka systemets fasmarginal, så behöver vi komplettera regulatorn med en term proportionell mot derivatan av frekvensen. Man skulle kunna göra detta genom att derivata f men detta har den stora nackdelen att störningar, brus mm. förstärkes.

Ett sätt att undgå detta problem är att rekonstruera tillförd effekt till kraftturbinen och bilda en term av skillnaden mellan rekonstruktionen och P_{ut} som en approximation av derivatan. För att göra detta så rekonstruerar vi tillförd effekt som ett 1:a ordningens system ur bränsleflödet och korrigerar för stationära fel i verkningsgraden med en korrektion för avtappningen (som försämrar verkningsgraden). Då fås:

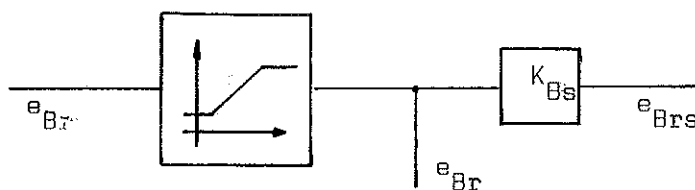
$$\dot{e}_{KT} = K_{rT} (e_{Br} - \bar{e}_{ar} - e_{KT}) + K_r (P_{ut} - e_{KT})$$

Genom att nu välja $K_r = K_{rT}$ så får vi en rekonstruktion med en tidskonstant av $1/K_{rT}$ och med ett rekonstruktionsfel som avtar med tidskonstanten $1/K_r$.

Vi kan nu bilda derivatan av uteffekten som approximationen:

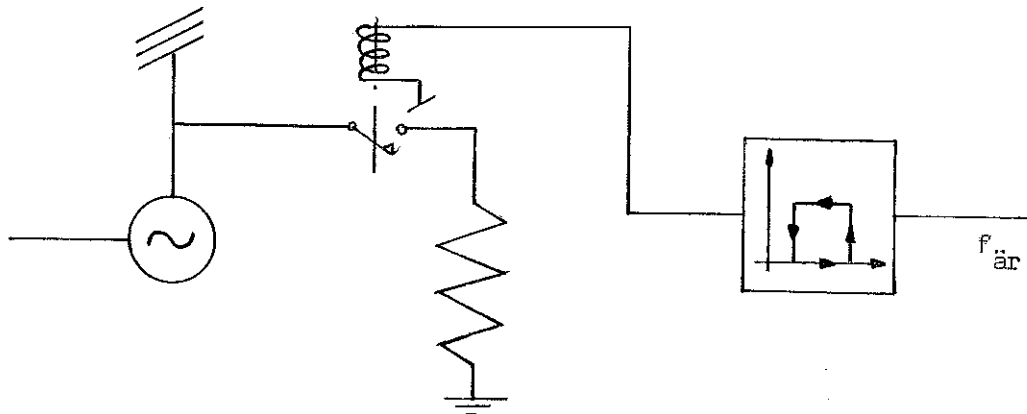
$$e_D = K_D (P_{ut} - e_{KT})$$

Bränslebegränsare $G_{Br}(s)$



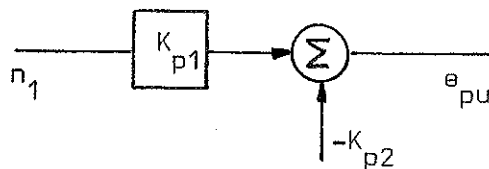
För att maskinen skall arbeta inom ett givet driftsområde och för att undvika för höga temperaturer i brännkammrar stationärt, så har bränsleflödet begränsats. Dessa gränser beror av yttertemperaturer och bränslekvalitet. Konstanten K_{Bs} beror av verkningsgraden och skall korrigeras på samma sätt som gränserna. Observera att små fel tar I-delen i $G_R(s)$ hand om.

Bromsmotståndregulator $G_M(s)$



För att inte kraftturbinen skall rusa vid effektfrånslag så måste generatoraxelens bromsas, detta sker genom att ett belastningsmotstånd kopplas in. För att öka livslängden på kontaktorer så har regulatorn försetts med en hystereseffekt.

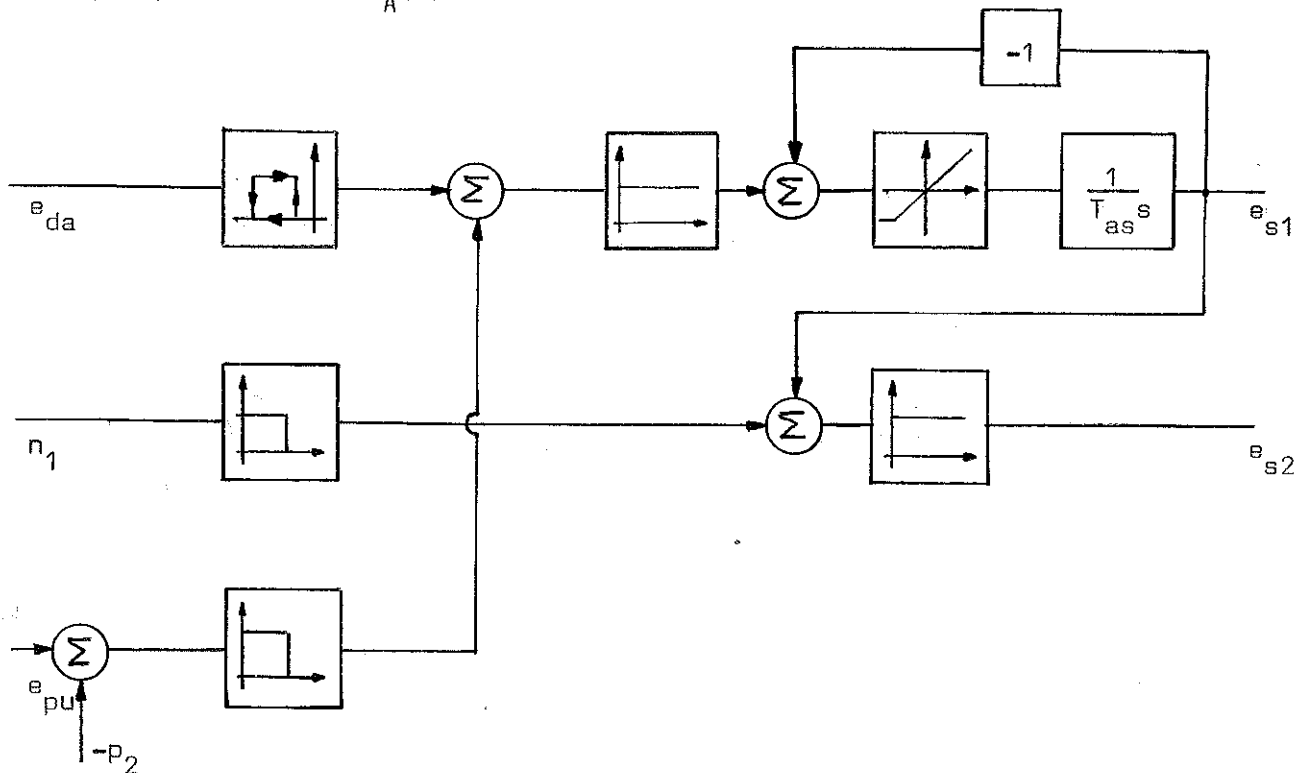
Rekonstruktion av pumpgräns $G_{pg}(s)$



För att vara säker på att LK aldrig kan komma in i sitt instabila område (pumpning) så rekonstrueras pumpgränsen i det aktuella driftsområdet som:

$$e_{pg} = K_{p1} n_1 - K_{p2}$$

Avtappningsregulator $G_A(s)$

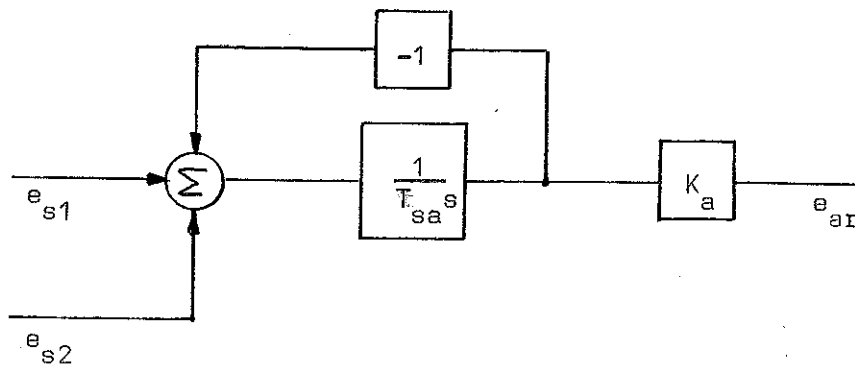


Allmänt:

Vid varvtal mindre än ungefär ω_1 rad/s på lågtryckskompressorsaxeln så skulle kompressorn ha pumpat om man inte hade en avtappning från mellankylaren. Detta tillstånd kan förekomma även vid högre varvtal men då endast i samband med lastbortkoppling. Luftbränslekvoten blir också för stor vid lastfrånslag om man inte har avtappning. Avtappningen skall alltså vara öppen vid negativ lastderivata och vid varvtal på LK-axelen under 2100 rpm. Öppen avtappningsventil medför emellertid försämrade verkningsgrad därför så vill man att avtappningen skall vara öppen så lite som möjligt.

För att uppfylla dessa kriterier så har maskinen försetts med 2 avtappningsventiler, den ena är öppen kontinuerligt under ω_1 rad/s medan båda öppnar vid negativ lastderivata och när pumpgränsmarginalen är för liten. För att hindra att ventilerna stänger för snabbt vid negativa derivator, så att bränsleluftkvoten överstiger sitt maxvärde, har stängningen försetts med en derivatabegränsare.

Rekonstruktion av avtappningsfel $G_{ar}(s)$

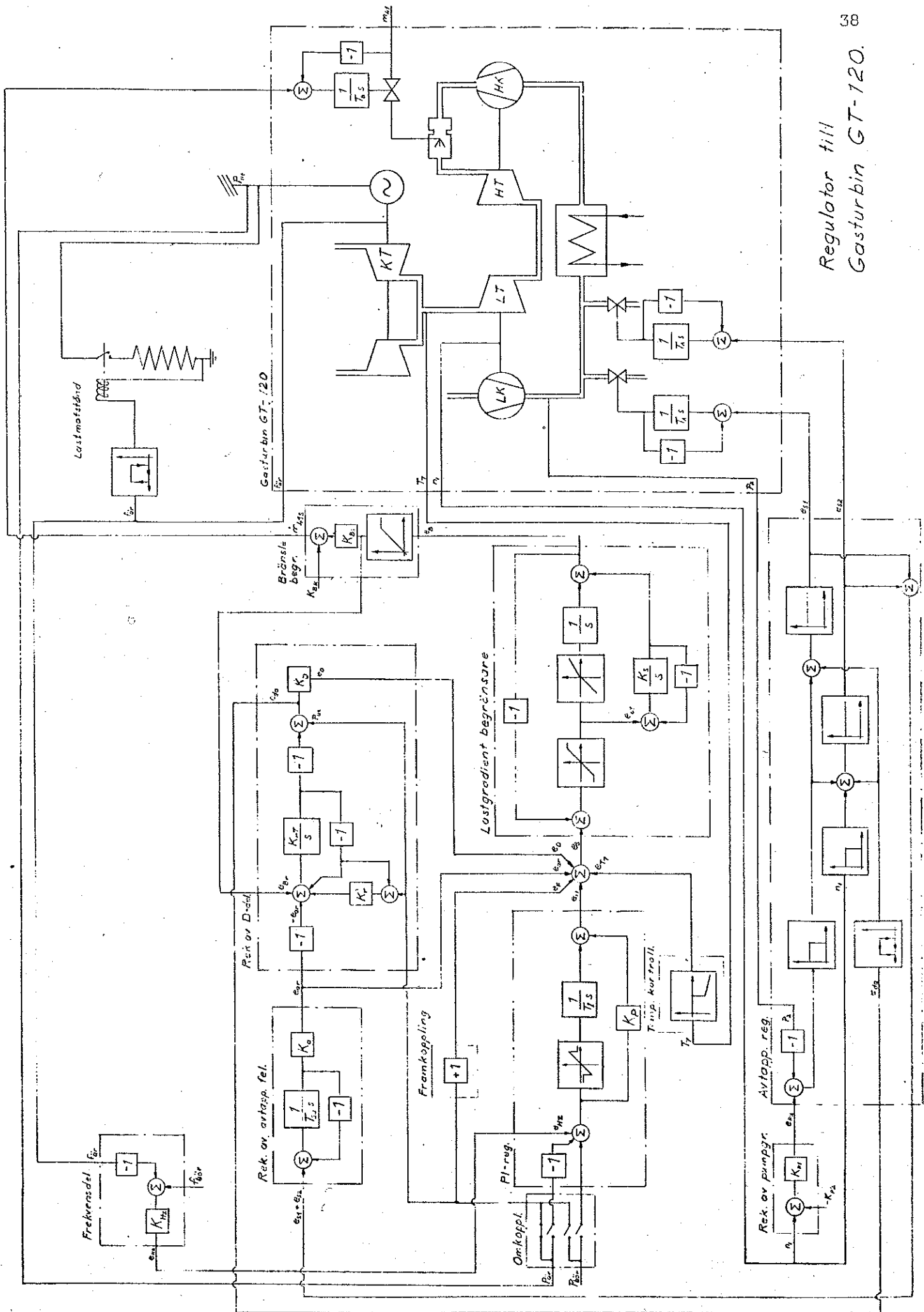


Denna korrektion kompenserar för fel i omvandlaren effekt-bränsle då avtappningen är öppen. Den består av en rekonstruktion av servon för avtappningsventilerna som ett 1:a ordningens system, effektförlusten antas vara proportionell mot ventilläge med en konstant.

3.5. Kommentarer

I blockschemat och i det följande signalschemat finnes en temperatur-loop inritad. Den kommer vid normala driftsfall aldrig att medverka i regleringen, utan skall ses som en säkerhetsloop för okompenserade ändringar i t.ex. bränslets värmevärde.

Vid simulering av GT-120c med regulatorn, så visade det sig att pumpgränsrekonstruktionen och signalen från den till avtappningsregulator hade ingen betydelse för reglerförloppet. Denna loop uteslutes därför i denna regulator.



Regulator till
Gasturbin GT-120.

4. SIMULERINGAR AV GT-120b MED REGULATOR

4.1. Förutsättningar

Alla simuleringar är gjorda med $J_{\text{nät}} = 0$ d.v.s. ur frekvensreglerings synpunkt det svåraste fallet att styra.

Vidare så har yttertemperaturen vid alla simuleringar satts till $+5^{\circ}\text{C}$ och kylvattentemperaturen till $+5^{\circ}\text{C}$.

Regulatorn är identisk med den i kap. 3 beskrivna. För parametrarnas numeriska värden hänvisas till APPENDIX II.

4.2. Beteckningar och skalfaktorer

X-axel: Vid alla simuleringar tid i sekunder och steg i börvärde vid tiden 2s.

Y-axel:

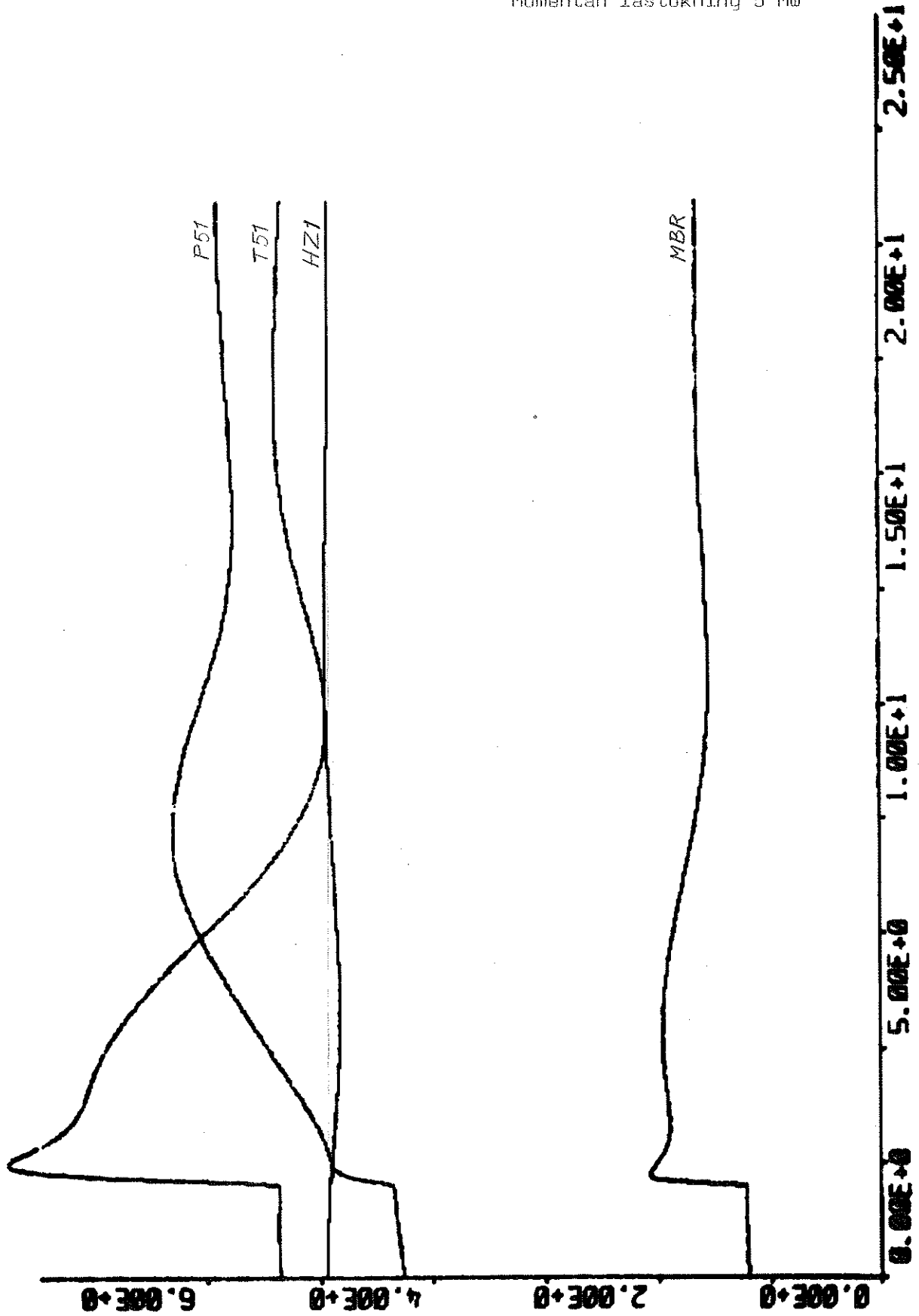
Variabelbeteckning i Simuleringar och programm APPENDIX II	Modell kap. 2	Sort och skalfaktor	Anm.
P21	P_2	bar	Tryck efter LK
P51	P_5	bar	Tryck innan HT
PG	P_g	bar	Pumpgräns för LK
T51	T_5	$^{\circ}\text{C } 10^{-2}$	Temp. innan HT
BLK		10^{-1}	Luftbränslekvot
MBR	\dot{m}_4	kg/s	Bränsleflöde
WUT	P_{ut}	MW 10^{-1}	Uteffekt
HZ1	ω_3	Hz 10^{-1}	Frekvens

4.3. Simuleringar

Initial last 5 MW

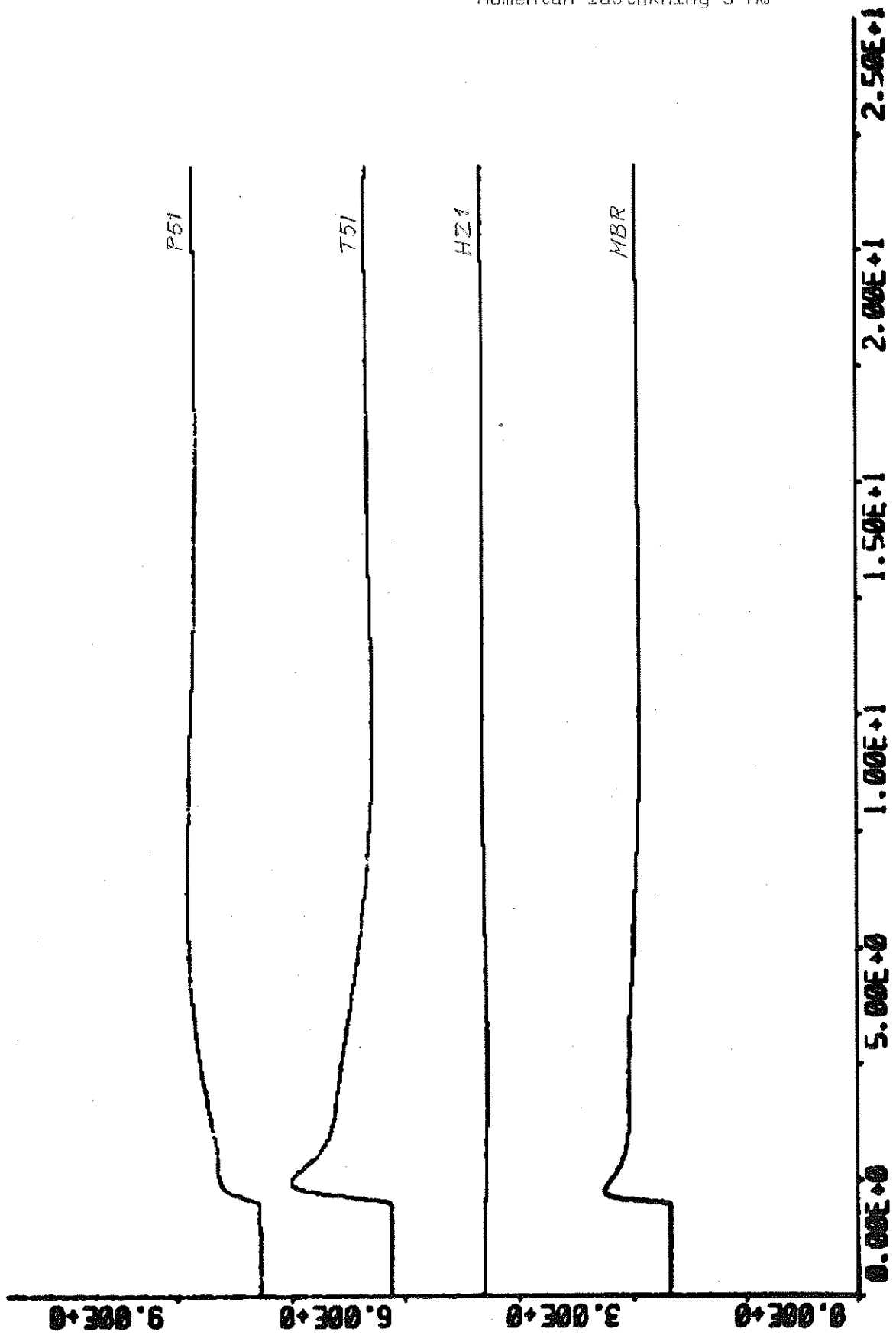
Momentan lastökning 5 MW

PLOT T-PS1 TS1 MBR HZ1



Initial last 20 MW
Momentan lastäkning 5 MW

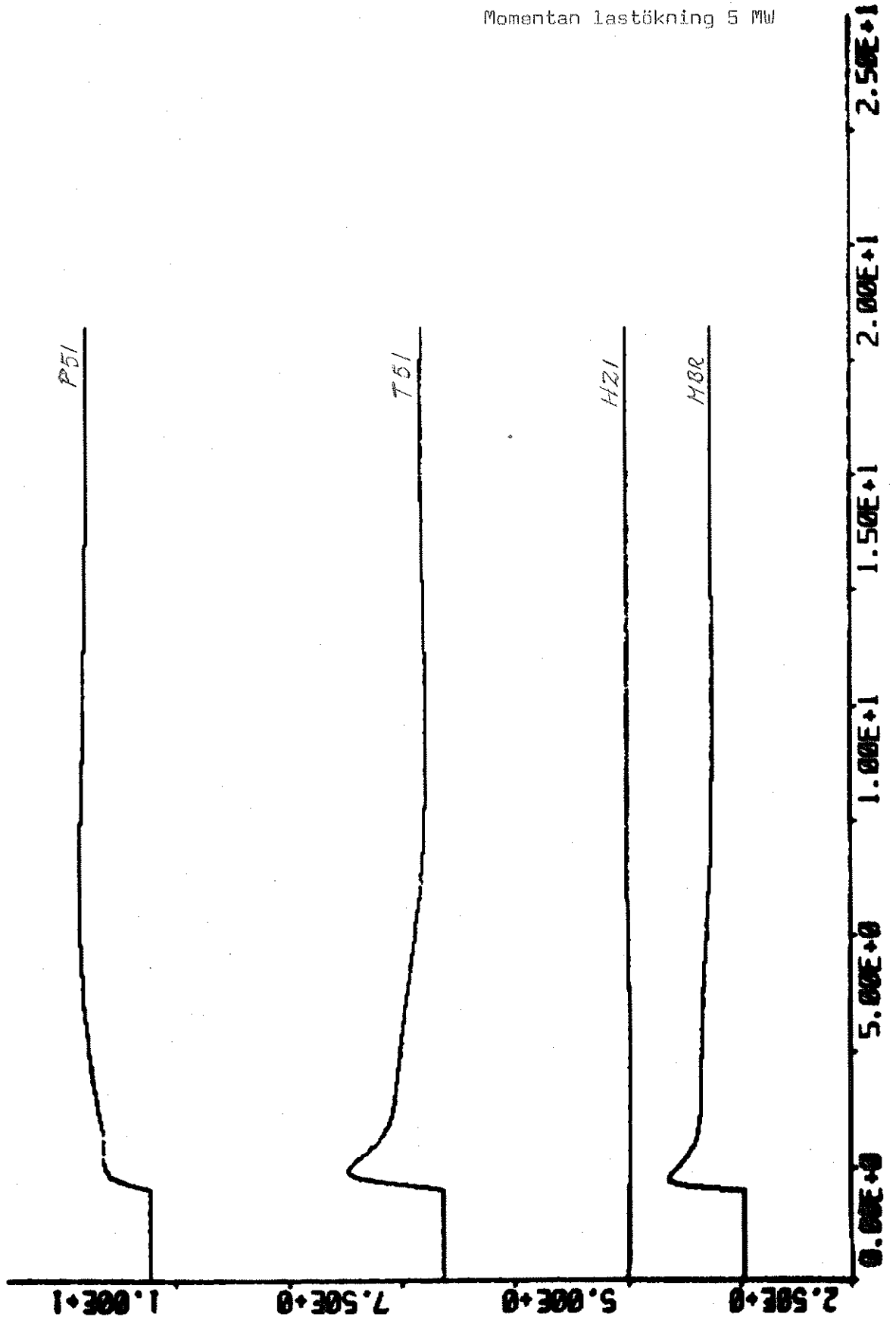
PLOT T-P51 T51 MBR HZ1



Initial last 35 MW

Momentan lastökning 5 MW

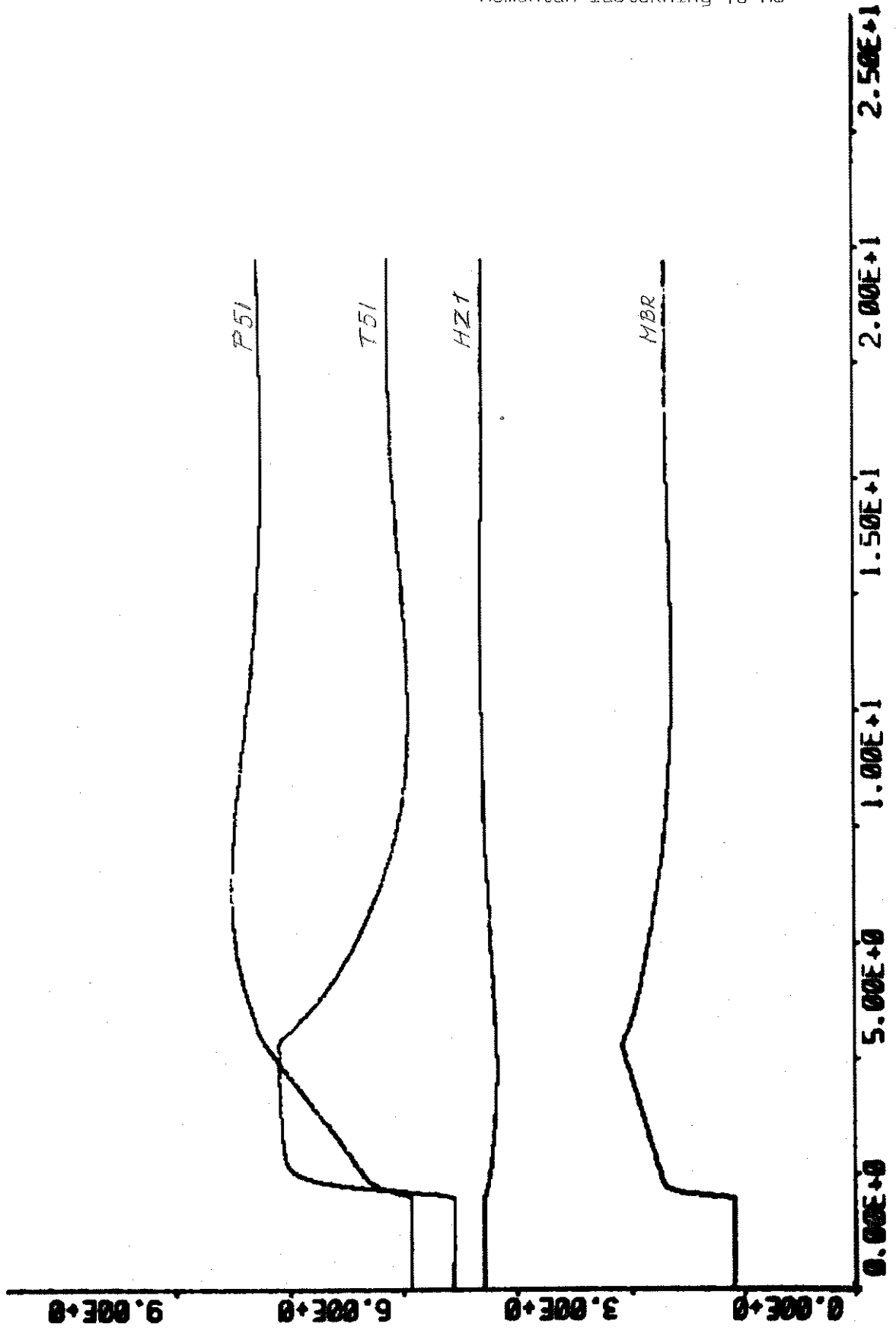
PLOT T-P51 T51 MBR HZ1



Initial last 10 MW

Momentan lastökning 10 MW

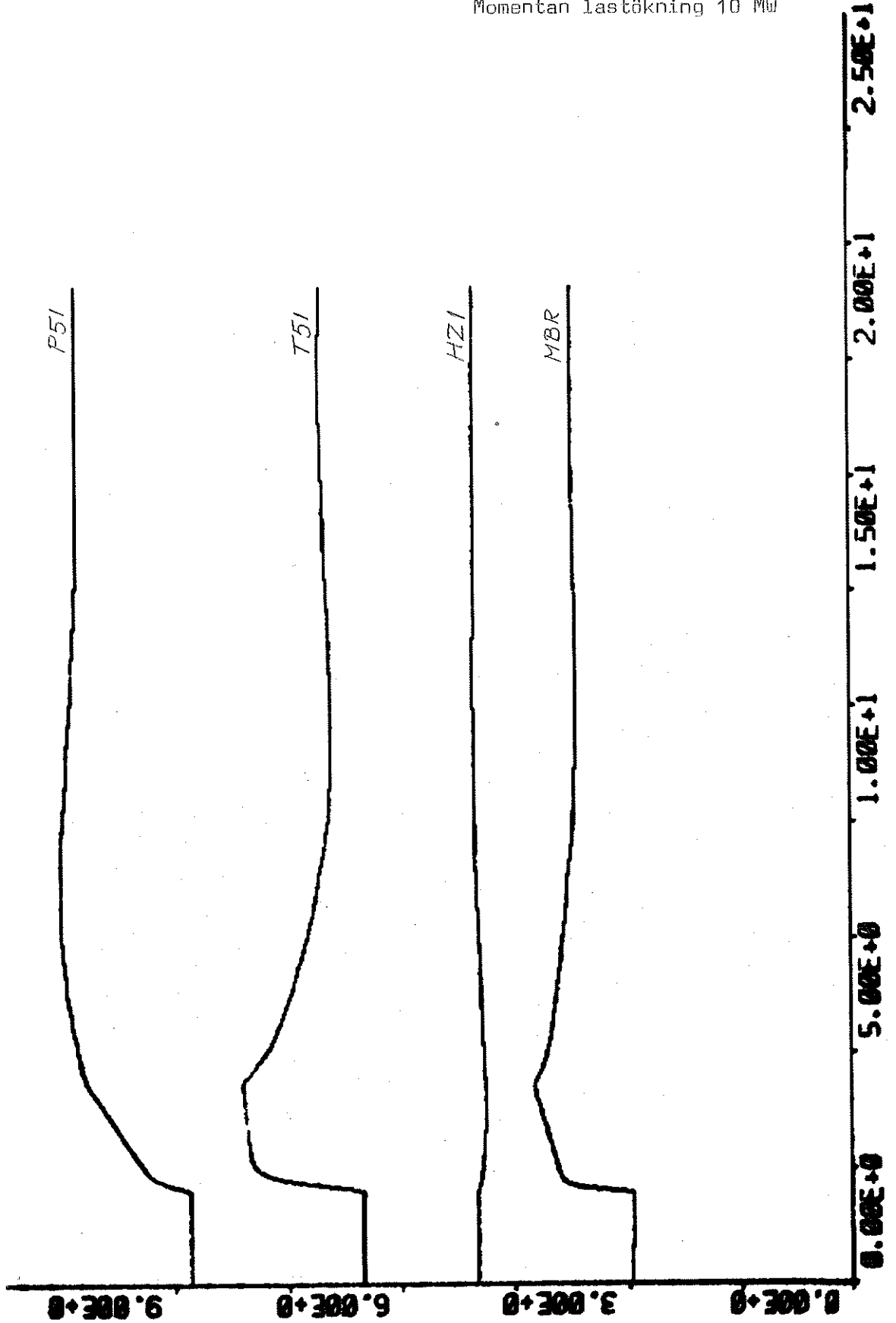
PLOT T-P51 T51 MBR HZ1



Initial last 25 MW

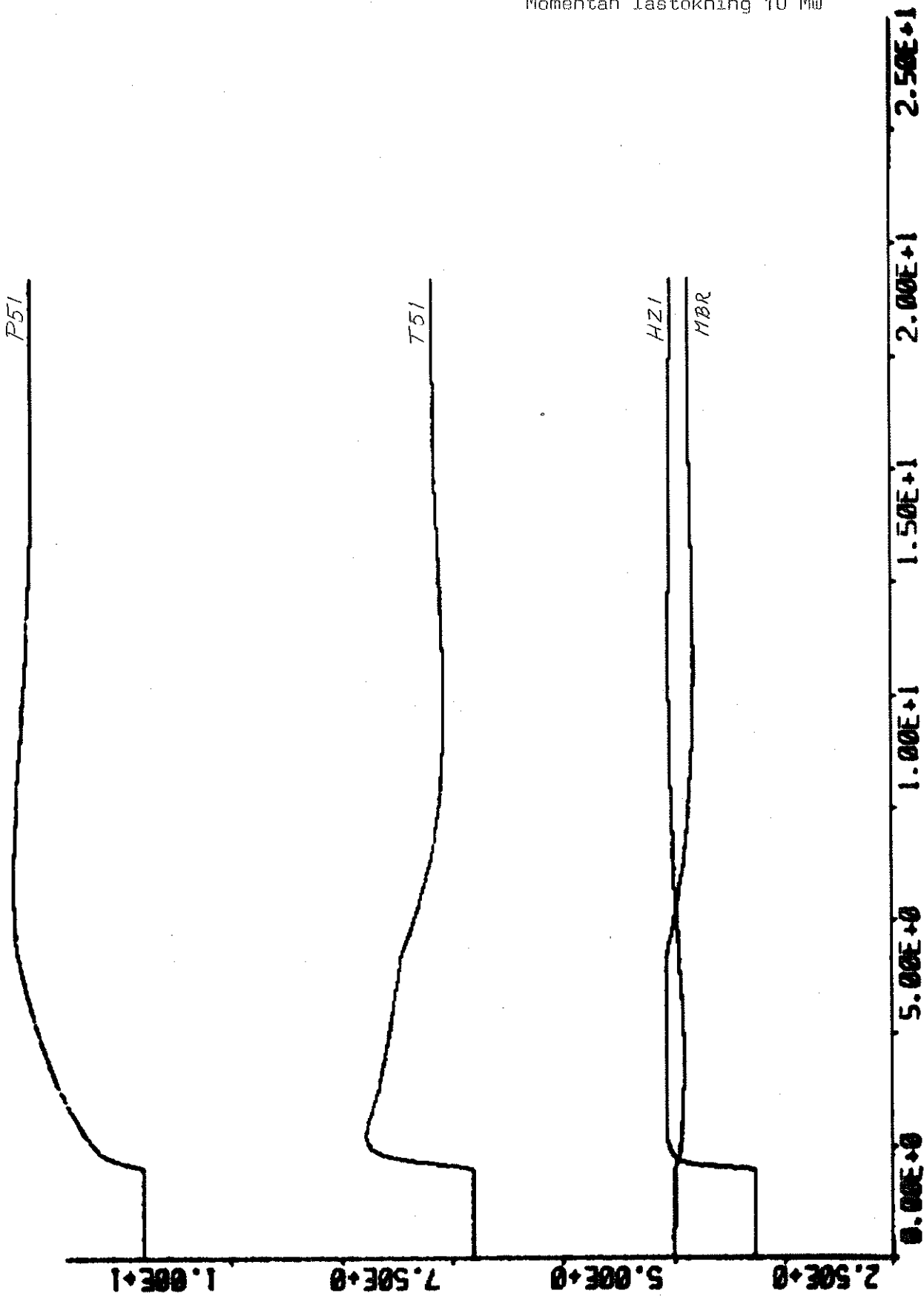
Momentan lastökning 10 MW

PLOT T-P51 T51 MBR HZ1



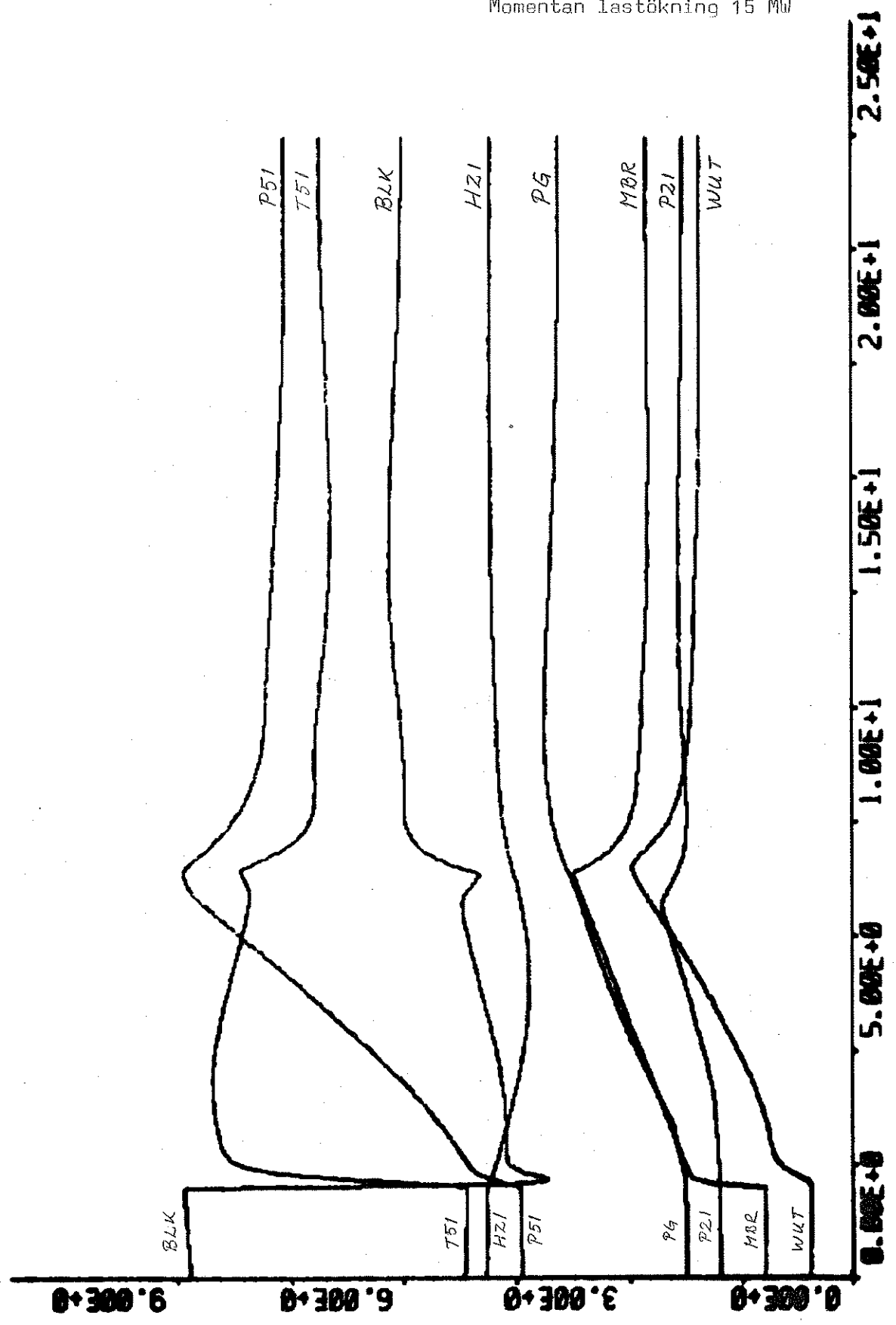
Initial last 40 MW
Momentan lastökning 10 MW

PLOT T-P51 T51 MBR HZ1



Initial last 5 MW
Momentan lastökning 15 MW

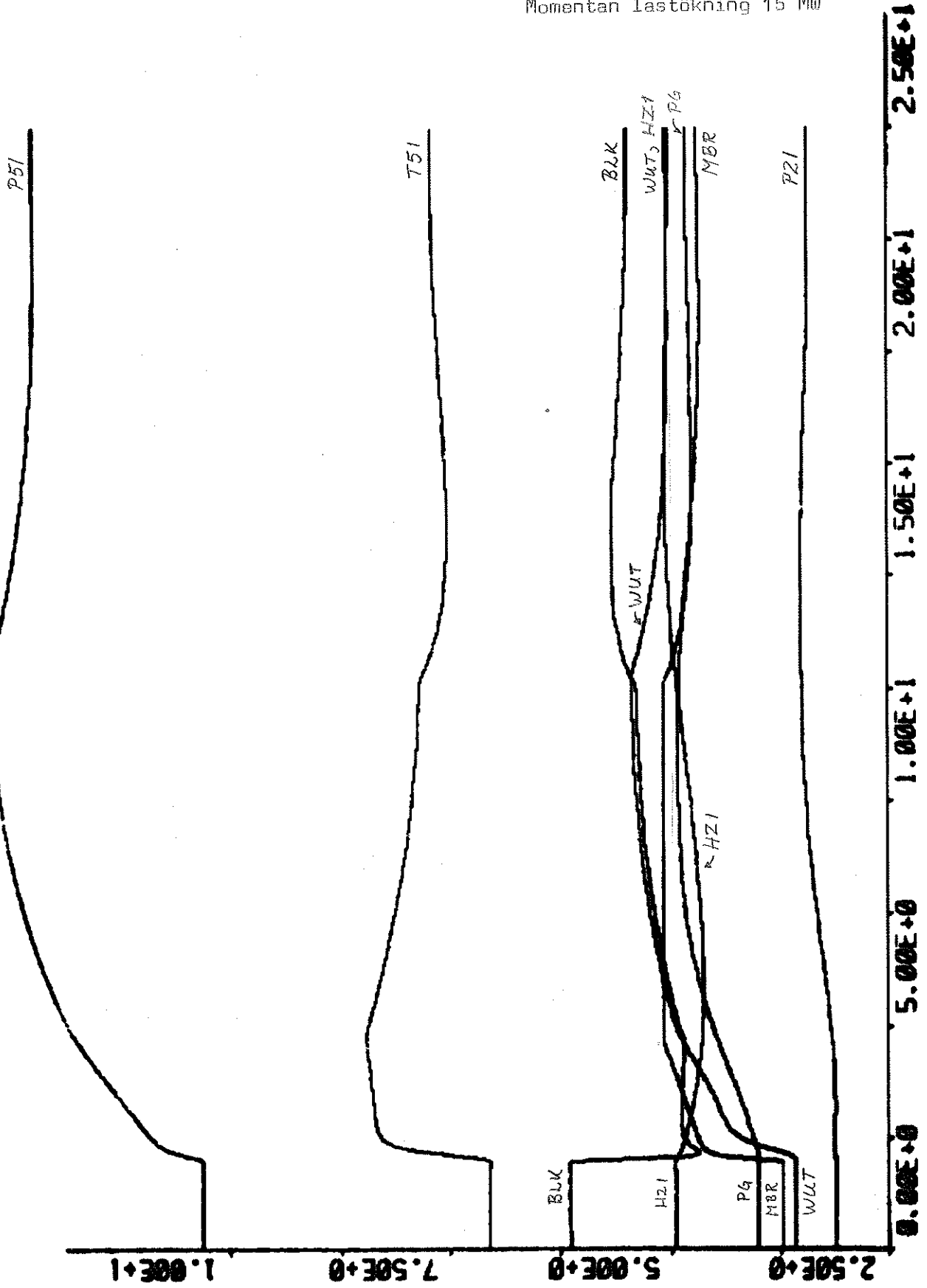
PLOT T-P21 PG T51 P51 BLK MBR WUT HZ1



Initial last 35 MW

Momentan lastökning 15 MW

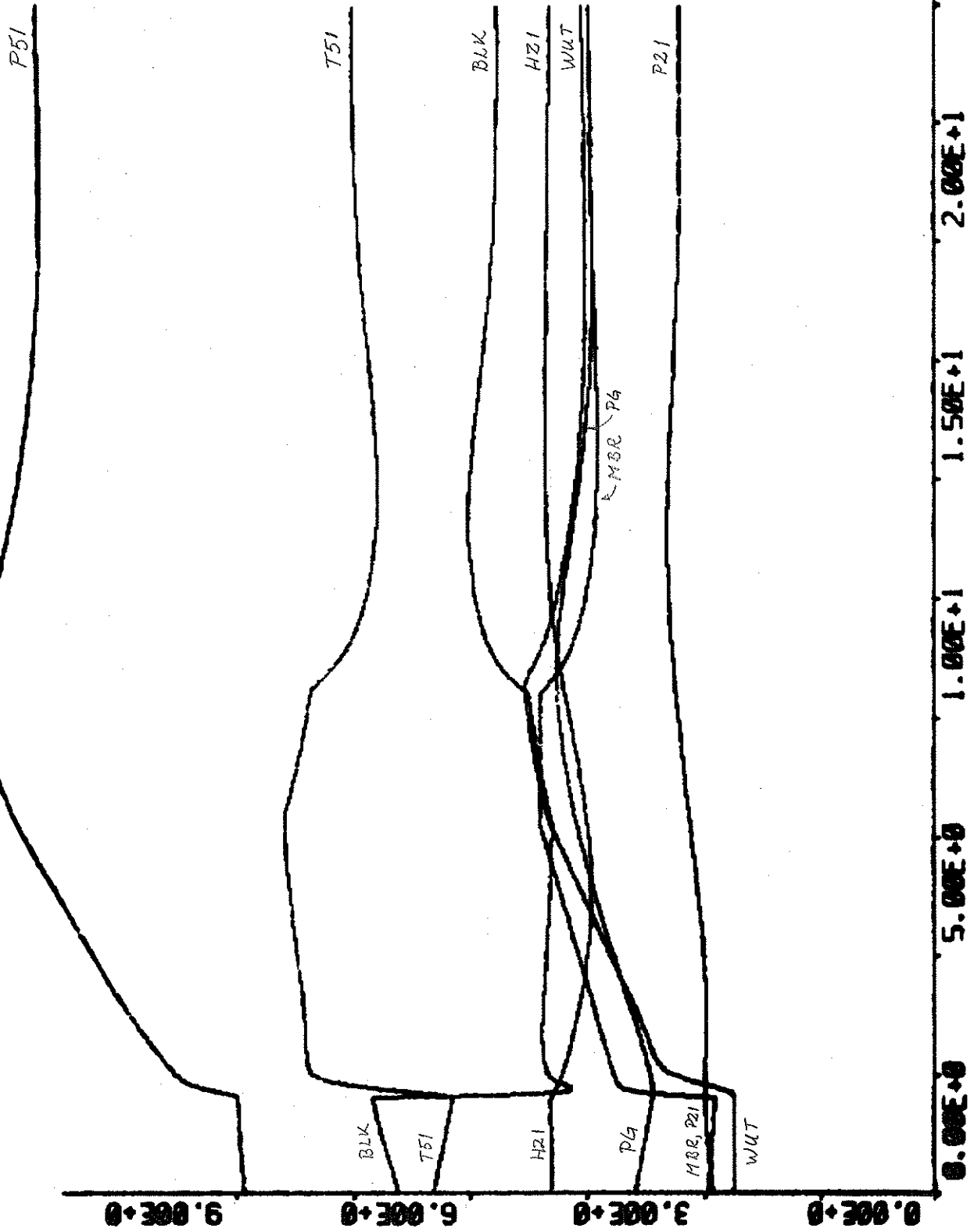
PLOT T-P21 PG T51 P51 BLK MBR WUT HZ1



Initial last 25 MW

Momentan lastökning 20 MW

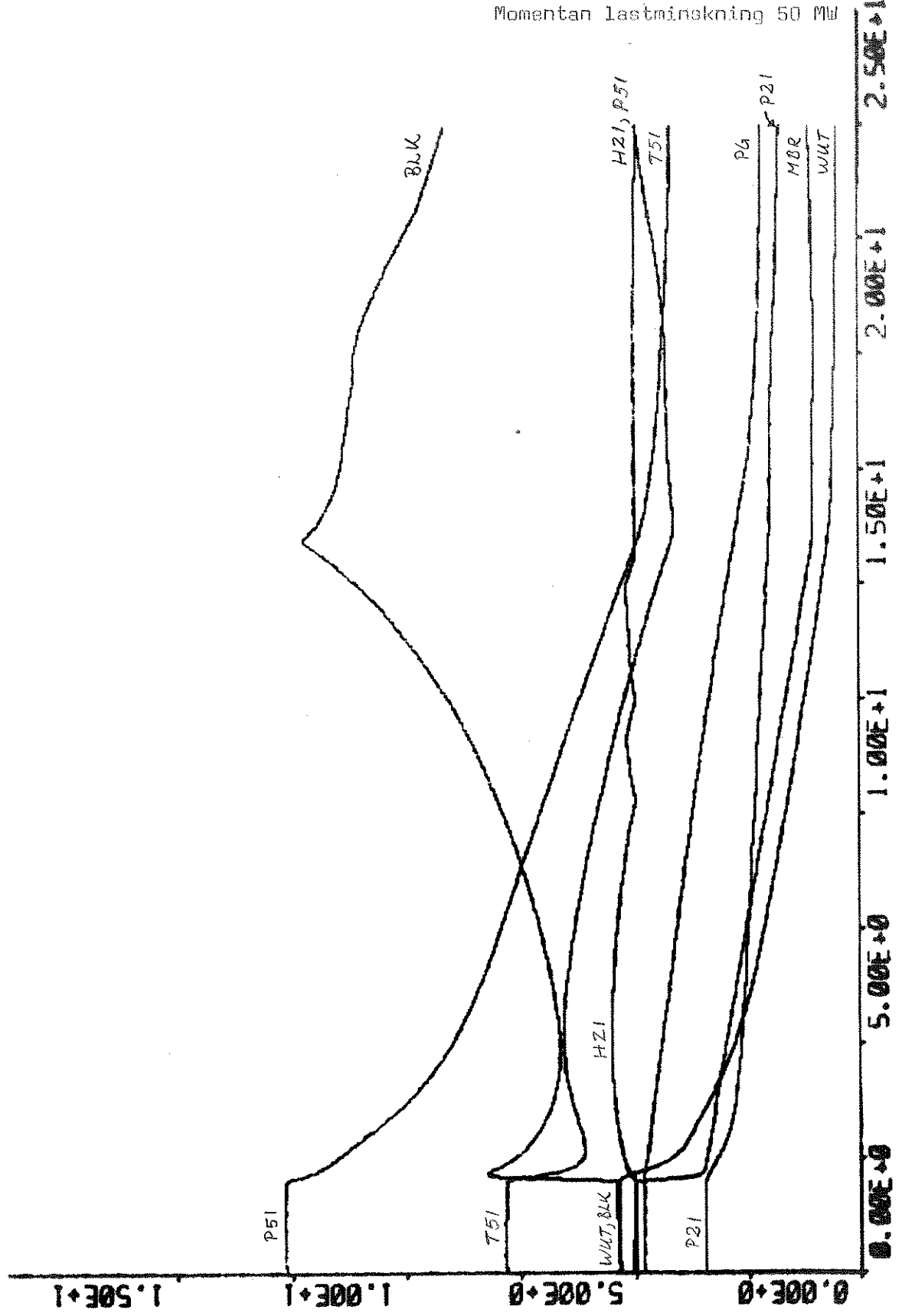
PLOT T-P21 PG T51 T51 BLK NBR WUT HZ1



Initial last 52 MW

Momentan lastminskning 50 MW

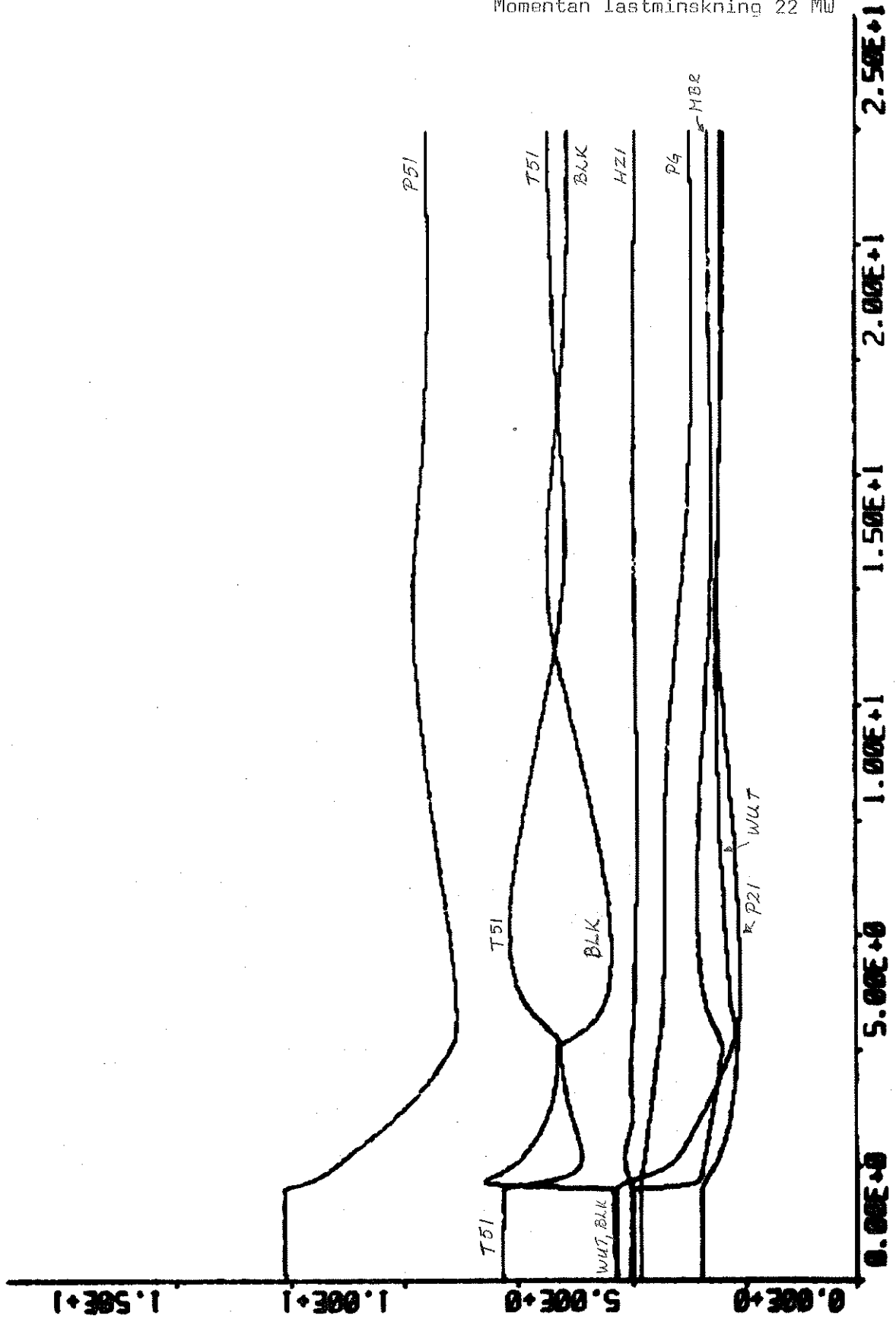
PLOT T-P21 PG P51 T51 MBR HUT BLK HZ1



Initial last 52 MW

Momentan lastminskning 22 MW

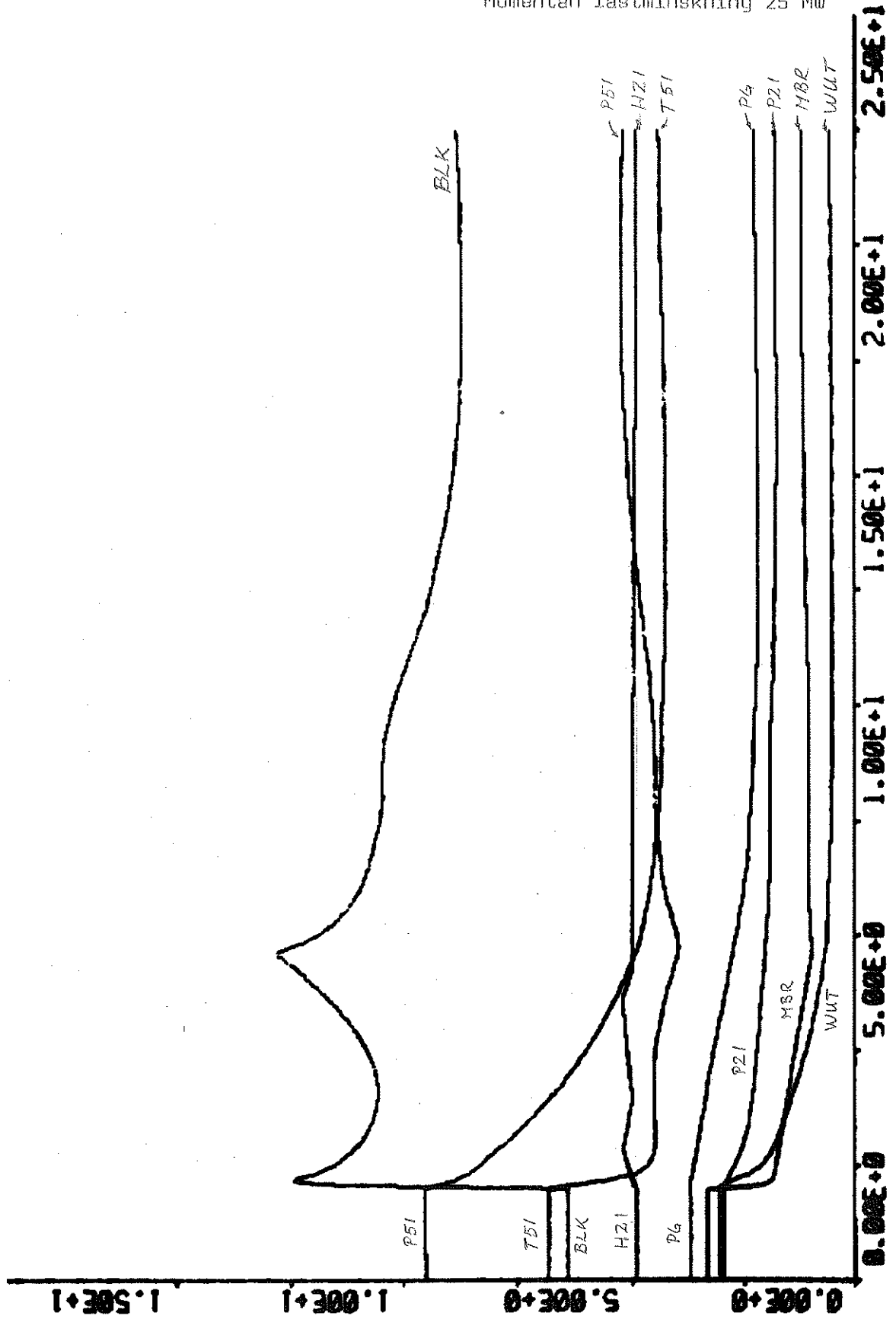
PLOT T-P21 PG T51 FS1 BLK MBR MUT HZ1



Initial last 30 MW

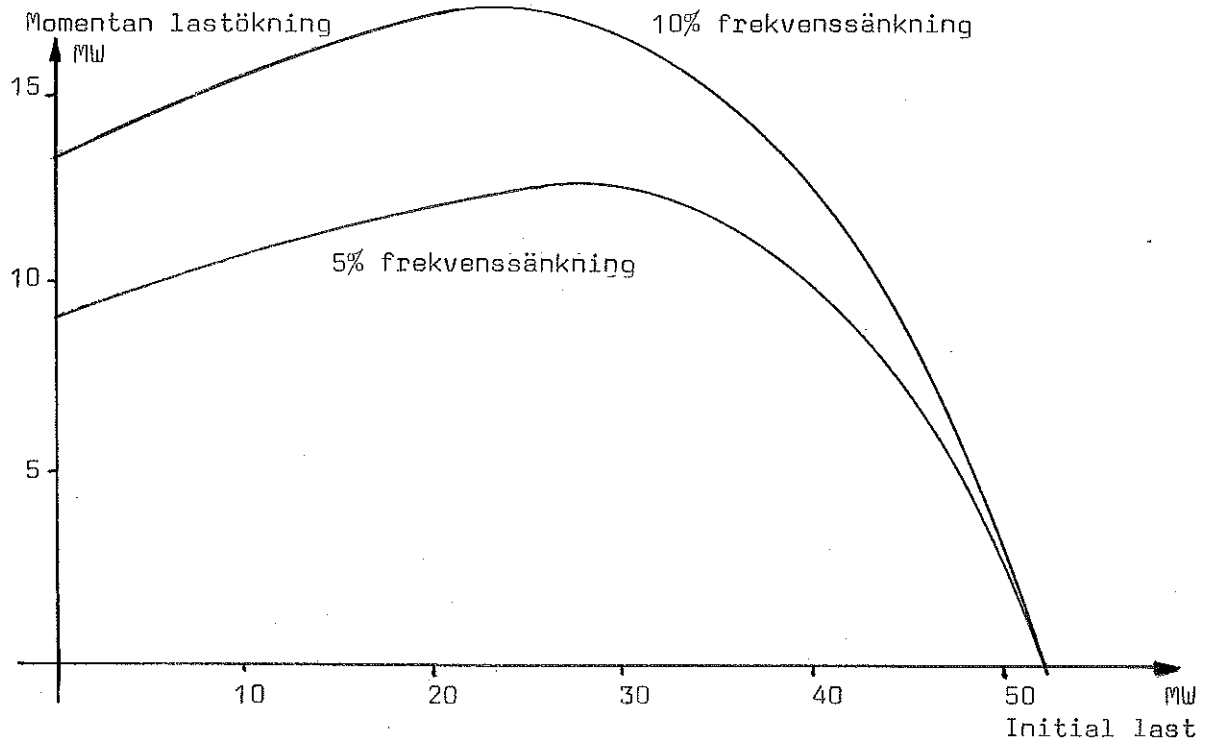
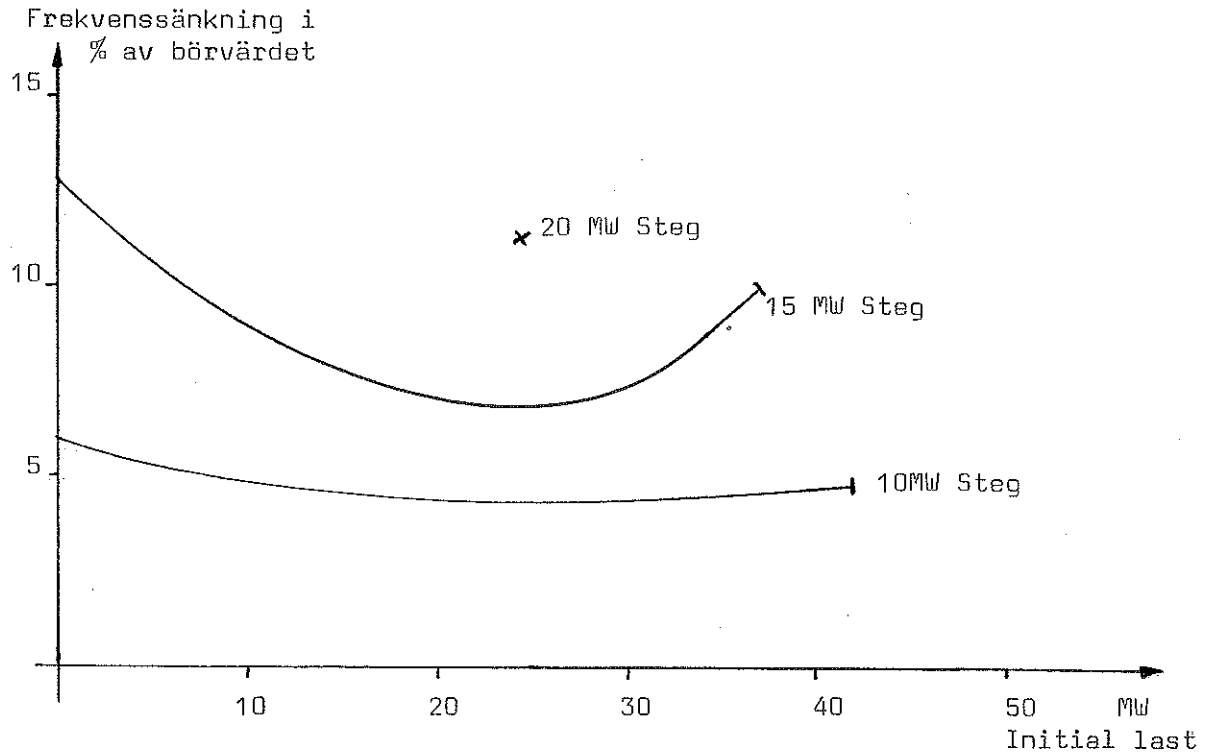
Momentan lastminskning 25 MW

PLOT T-P21 PG T51 P51 BLK MBR WUT HZ1



4.4. Lasttagningsförmåga

Från simuleringarna med regulator och modell sammanställs följande diagram:



4.5. Kommentarer

5 MW Momentan lastökning

Vid dessa steg är bränslesignalen alltid inom snabba delen av signalbegränsaren. Systemet svänger in sig till det nya börvärdet på ~ 8 s vid en initial last större än ~ 10 MW. Vid 5 MW initial last är insvängningstiden ~ 15 s beroende på att avtappningsventilen stänger just i detta effektområde. Därav det märkliga förhållandet att temperaturen T51 är mindre vid 10 MW än vid 5 MW.

10 MW Momentan lastökning

Processen har för alla simuleringarna svängt in sig till sitt nya börvärde på 10 s. I dessa simuleringar kan vi tydligt studera ideen med signalbegränsaren. Först ökar bränsleflödet med ett snabbt steg som till sin storlek och gradient är konstant för alla initiallaster. På grund av att processens massflöde är proportionellt mot uteffekten, fås en större temperaturstegring för samma steg på bränsleflödet vid låga uteffekter. Därför kommer temperaturen T51 att med denna styrslag snabbt stiga till ungefär max tillåtet värde. Nästa del av steget har en konstant gradient, som är proportionell mot massflödesökningen. Temperaturen T51 kommer då att vara konstant, ty tillförd energi till brännkammaren genom bränslet ökar lika fort som den bortförda energin. Regulatorn medger med andra ord att processen utnyttjas maximalt (ty T51 på sin begränsning) under en lastökning.

15 MW Momentan lastökning

Processen uppför sig här på ungefär samma sätt som vid 10 MW stegen men insvängningstiden har nu ökat till 15 s.

20 MW Momentan lastökning

Den enda simulering som gav en frekvensänkning mindre än 12 % av börvärdet (max tillåtet) var denna med initial last 25 MW. Att det inte går vid lägre initial laster beror antagligen på att verkningsgraden är sämre där och vid högre initial laster kommer bränsleflödet att begränsas av utstyrningsområdet och därmed tillgänglig effekt för acceleration av KT-rotorn.

Momentana lastfrånslag

Det gäller här att så snabbt som möjligt få ner uteffekten för att bromsmotstånden skall kunna vara minimala. Eftersom avtappningsventilerna försämrar verkningsgraden öppnas dom omedelbart vid stora negativa lastgradienter.

Kriteriet som bestämmer storleken på begränsarens snabba del är frånslag vid små uteffekter. På grund av snabba bränsleminskningar kan då bränsleluftkvotens maximum lätt överskridas ty massflödet är ju litet. Den långsamma delen däremot bestäms av lastfrånslag vid stora uteffekter. Kriteriet här är att massflödet skall hinna minska så fort att inte bränsleluftkvoten överskrider sitt maximum.

5. SIMULERINGAR AV GT-120c MED REGULATOR

5.1. Förutsättningar

Alla simuleringar är gjorda med $J_{\text{nät}} = 0$

Yttertemperaturen och kylvattentemperaturen är vid alla simuleringar $+5^{\circ}\text{C}$.

Regulatorn är identisk med den i kapitel 3. beskrivna, men som där påpekats så har pumpgränsrekonstruktionen uteslutets. För program och värde på parametrar hänvisas till APPENDIX III.

5.2. Beteckningar och skalfaktorer

X-axel: Vid alla simuleringar tid i sekunder och steg i börvärde vid tiden 2s.

Y-axel:

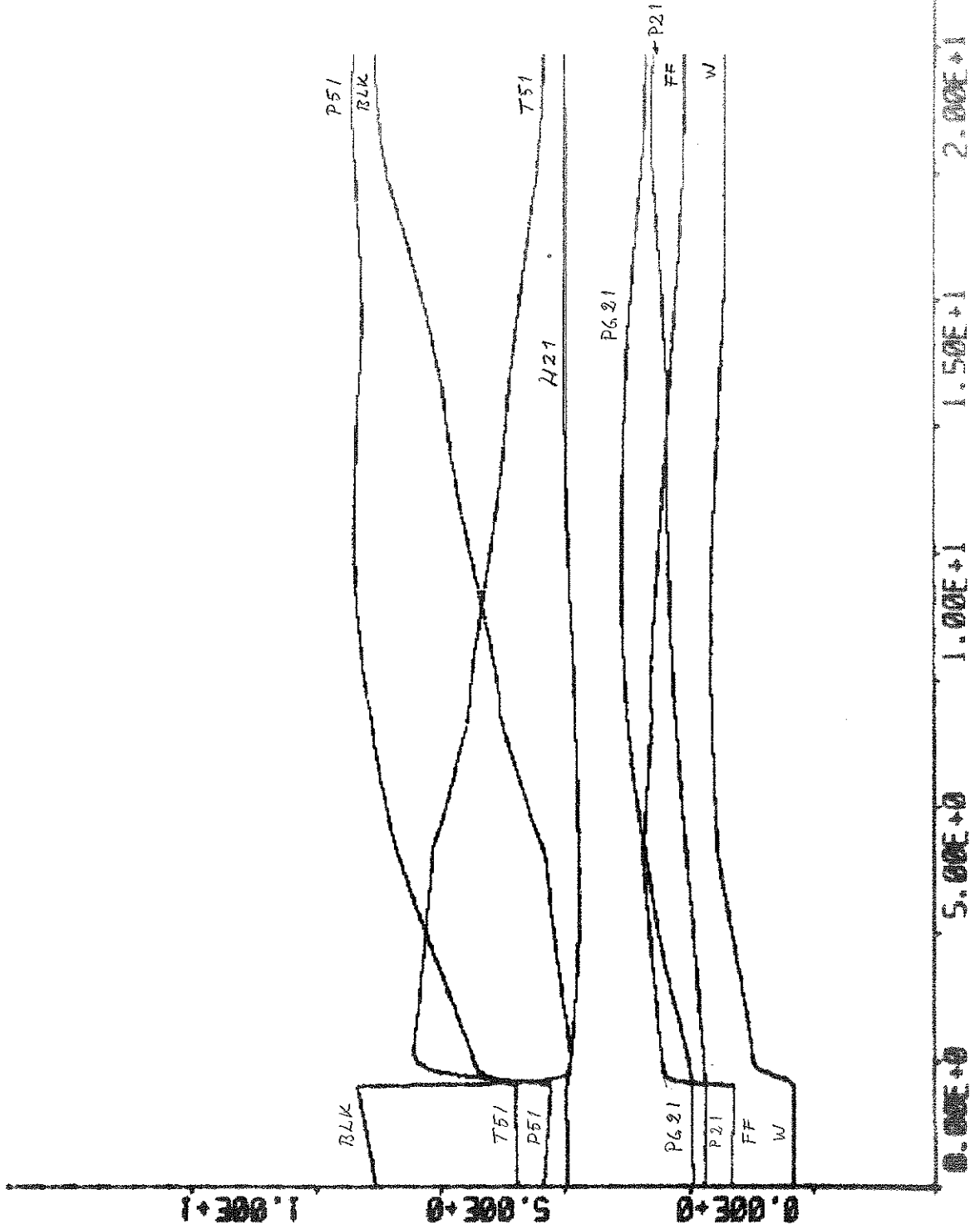
Variabelbeteckningar i Simuleringar och programm i APPENDIX III	Modellen kap. 2	Sort och skalfaktor	Anm.
P21	P_2	bar	Tryck efter LK
P51	P_5	bar	Tryck innan HT
PG21	P_g	bar	Pumpgräns för LK
BLK		10^{-1}	Luftbränslekvote
FF:	\dot{m}_4	kg/s	Bränsleflöde
W	P_{ut}	MW 10^{-1}	Uteffekt
HZ1	ω_3	HZ 10^{-1}	Frekvens

5.3. Simuleringar

Initial last 3 MW

Momentan lastökning 15 MW

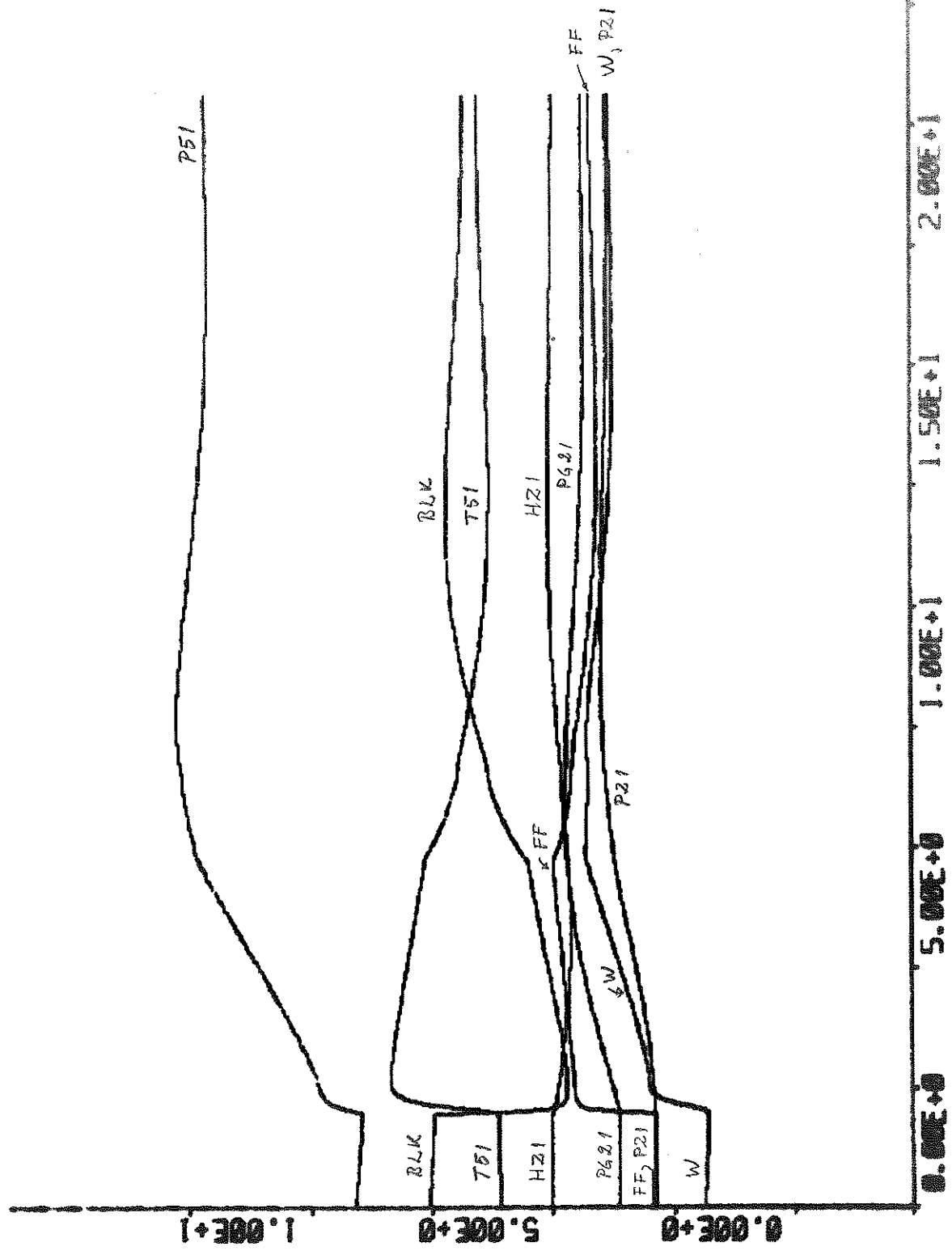
PLOT T-P21 PG21 P51 T51 W FF H21 BLK



Initial last 18 MW

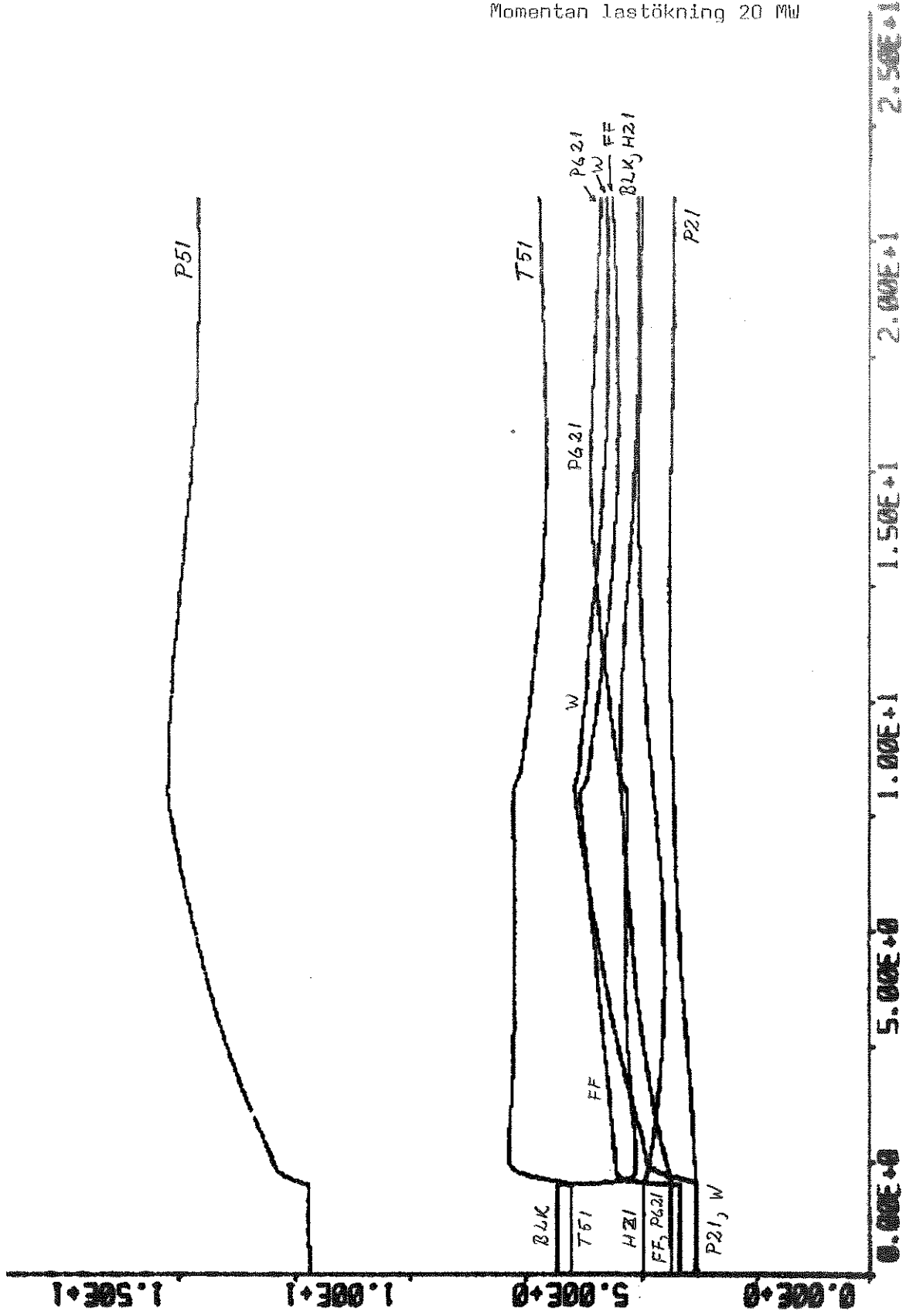
Momentan lastökning 20 MW

PLOT T-P21 PG21 P51 T51 W FF HZ1 BLK



Initial last 38 MW
Momentan lastökning 20 MW

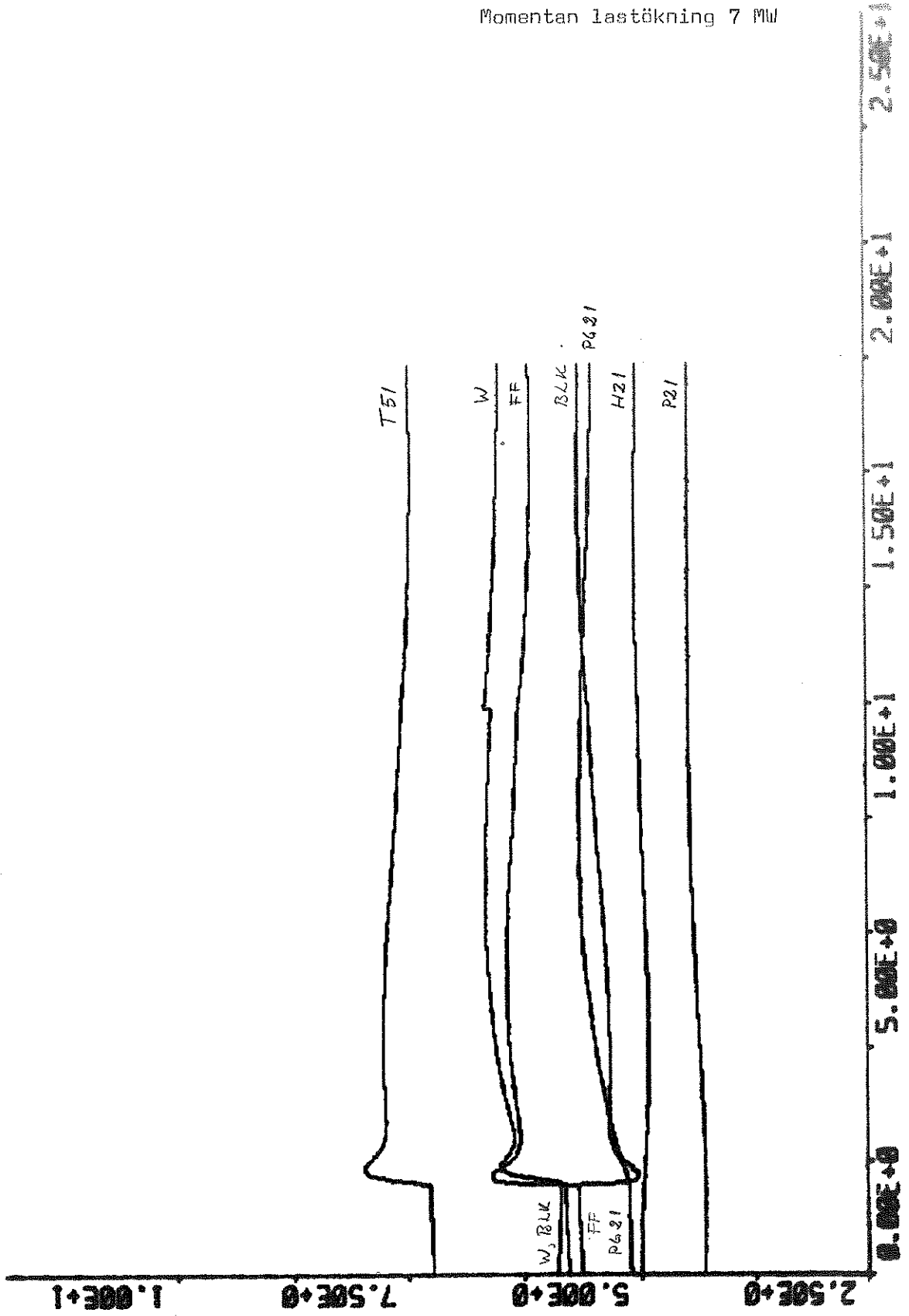
PLOT T-P21 PG21 P51 T51 W FF H21 BLK



Initial last 58 MW

Momentan lastökning 7 MW

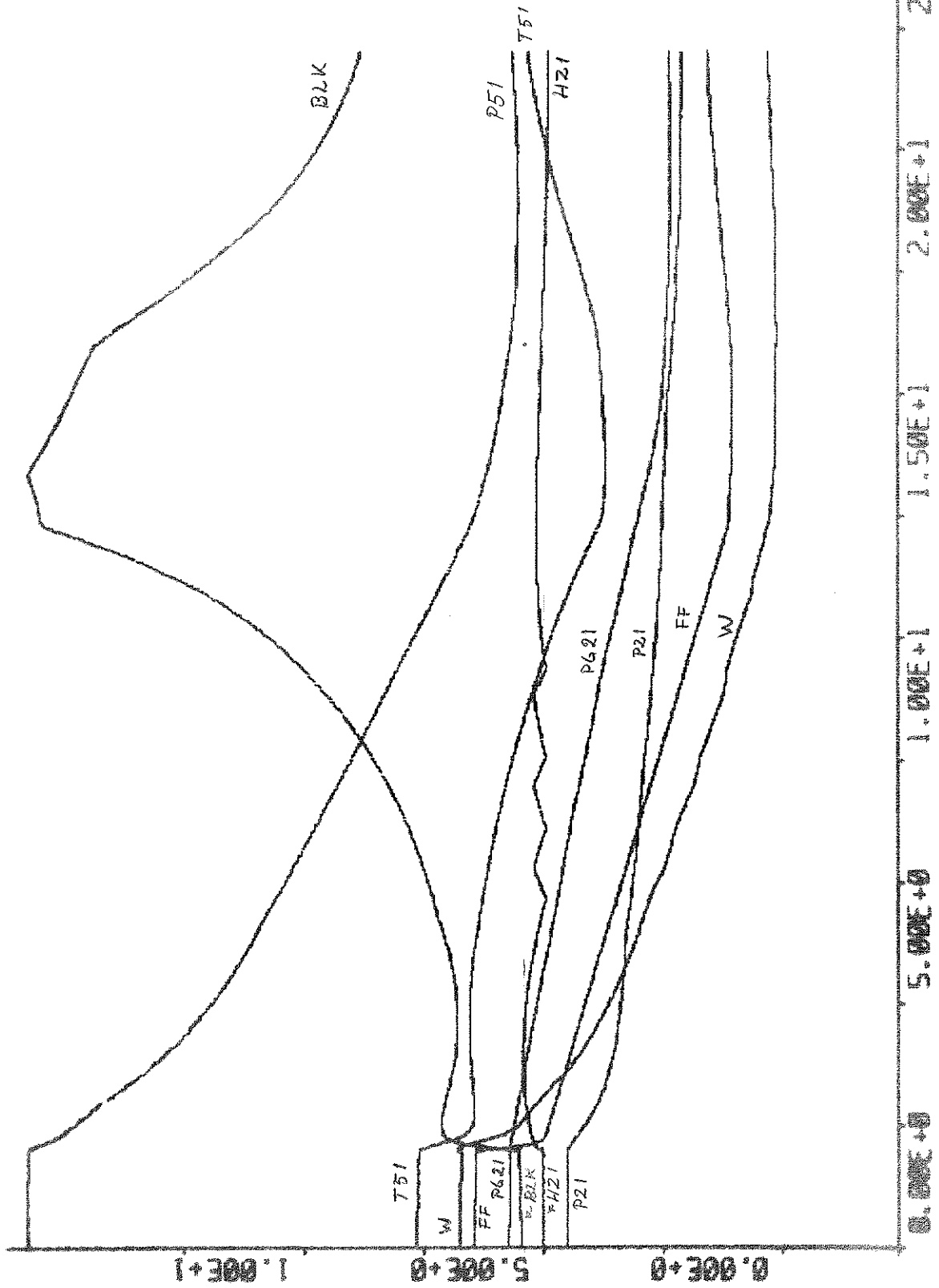
PLOT T-P21 PG21 P51 T51 W FF H21 BLK



Initial last 68 MW

Momentan lastminskning 65 MW

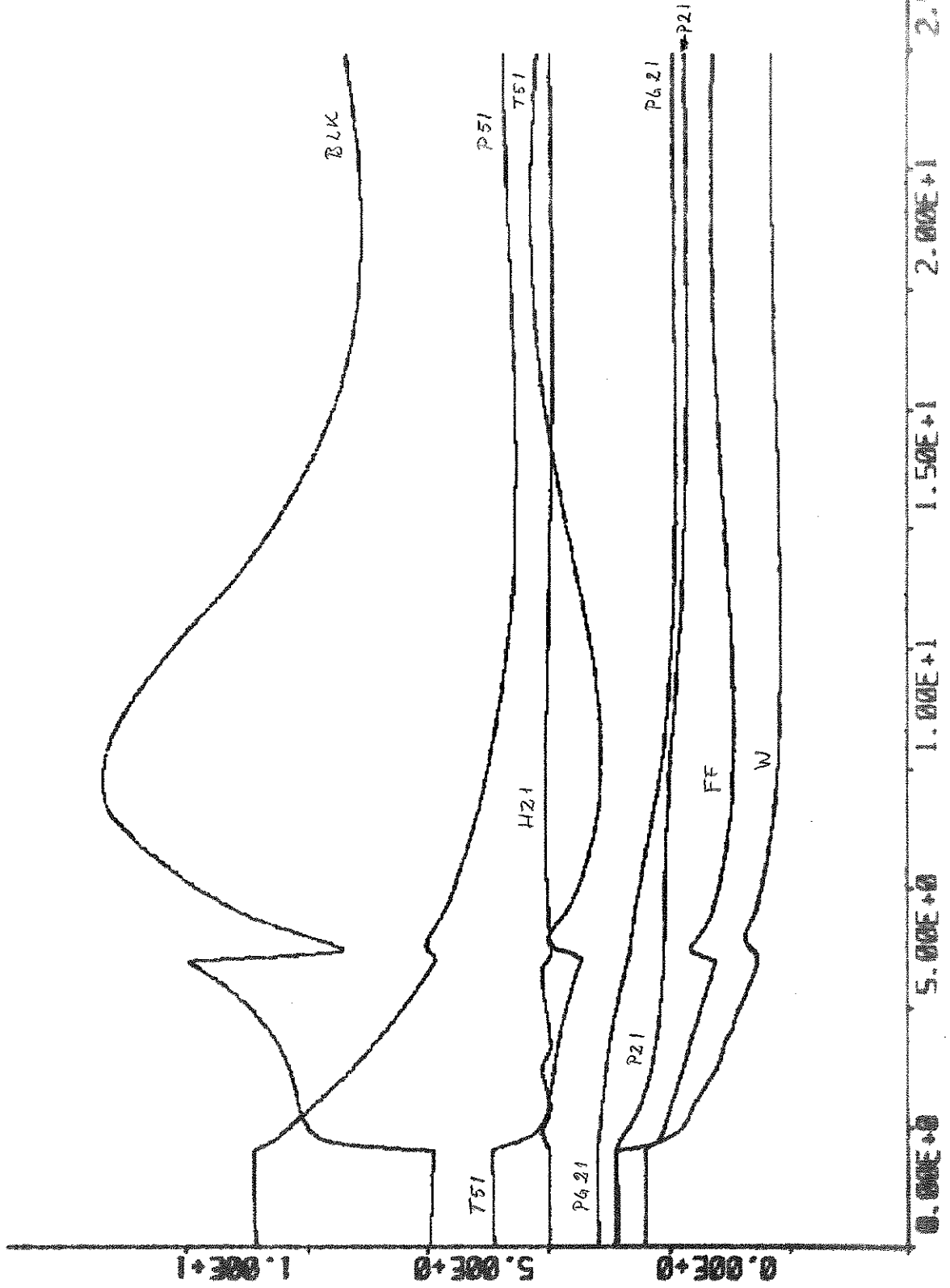
PLOT T-P21 PG21 P51 T51 W FF HZ1 BLK



Initial last 30 MW

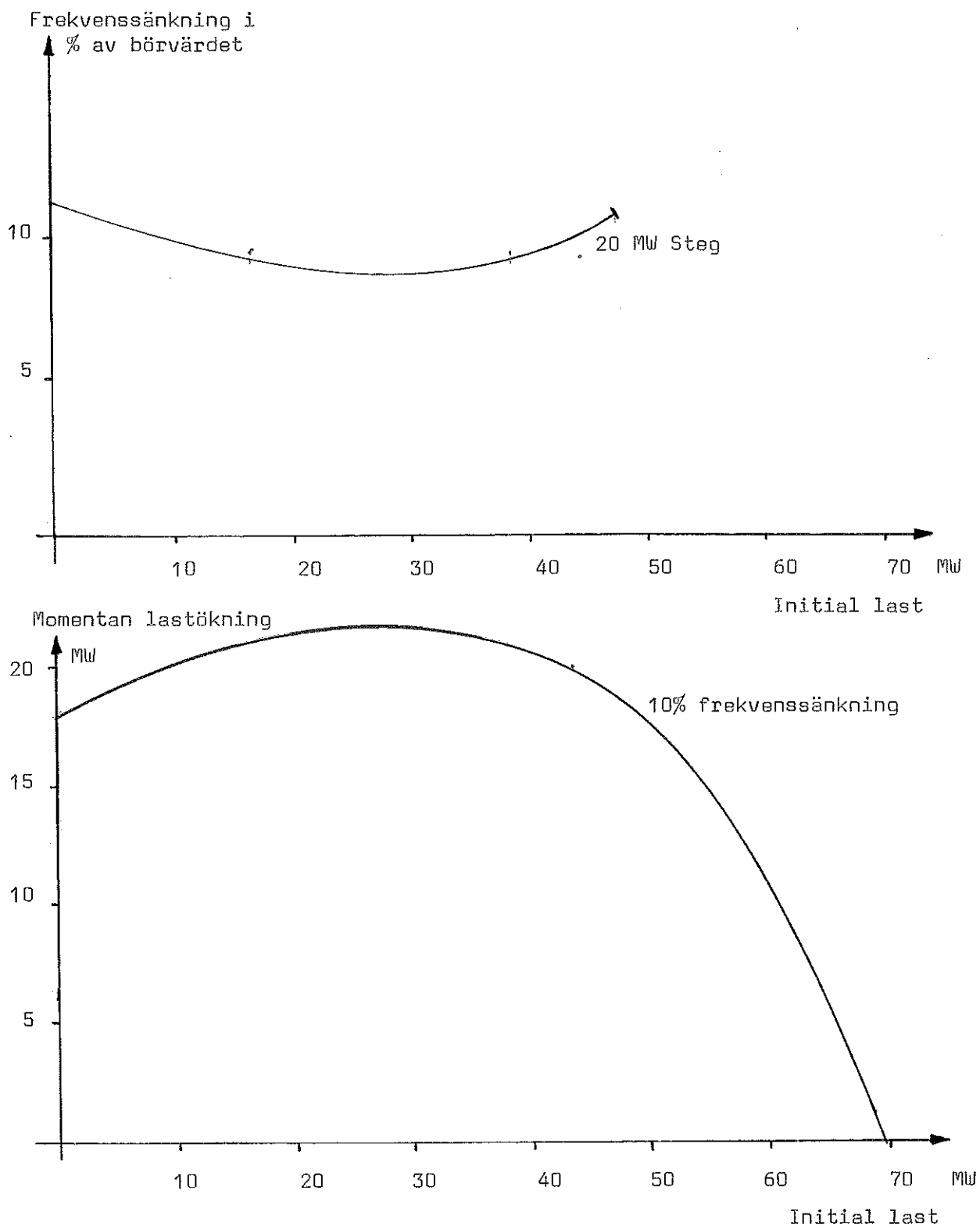
Momentan lastminskning 27 MW

PLOT T-P21 PG21 P51 T51 M FF H21 BLK



5.4. Lasttaagningsförmåga

Från simuleringar av modell med regulator sammanställs följande diagram:



5.5. Kommentarer

Momentana lastökningar

Regulatorn uppfyller på samma sätt som varianten för GT-120b de uppställda kraven. Den enda skillnaden mellan regulatorerna är förutom att pumpgränsrekonstruktionen utesluts endast parametrarnas numeriska värden.

Momentana lastminskningar

Se ovan.

6. SLUTSATSER

Genom simuleringar av en modell för GT-120b har en regulator för processen konstruerats. Modellen för GT-120b innehöll vissa grova approximationer som gav anledning att misstänka att regulatoren inte skulle fungera lika bra på den verkliga processen. För en annan anläggning i samma serie GT-120c kunde emellertid en bättre modell byggas, tack vare tillgång till karakteristika. Det visade sig att regulatoren konstruerad på den enkla modellen fungerade lika bra på den med större komplexitet. Man behöver tydligen bara den komplexitetsgrad som den enkla modellen hade för att uppnå bra resultat.

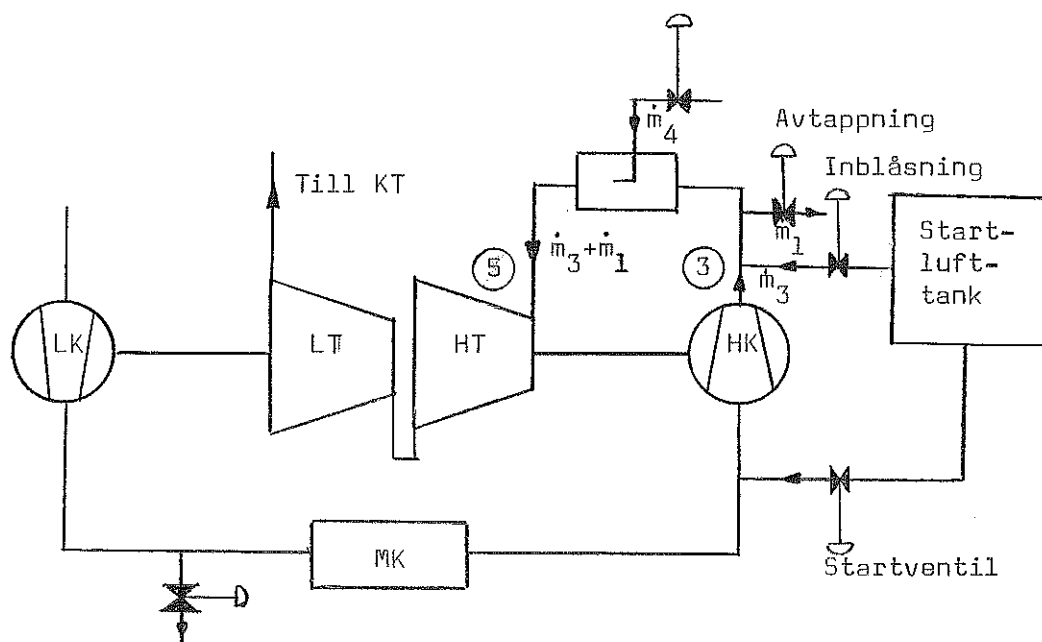
Dimensioneringen och konstruktionen av regulatoren som har utförts med enkel reglerteori och simulering visade sig ha många fördelar, bland annat erhöles en god process insyn.

Denna konstruktion som här har presenterats utnyttjar nära nog processen maximalt för att göra snabba laständringar.

Skall man göra en bättre regulator, måste förmodligen någon form av adaptivitet införas som tar hänsyn till olinjäriteter i processen. Ett annat och troligen bättre sätt att "snabba upp processen är att ändra den mekaniska konstruktionen, så att den blir mera lämpad för snabba och stora laständringar.

De modifieringar som t.ex. skulle kunna komma ifråga är följande

Modifierad GT-120 process:



Från samma tryckluftkärl som användes vid start av processen, skulle man vid lastökningar kunna blåsa in luft efter HK precis så mycket att kompressorn inte pumpar. Temperaturen T_5 blir då approximativt:

$$T_5 = \frac{\dot{m}_4 H + \dot{m}_3 c_p T_3 + \dot{m}_1 c_p T_1}{(\dot{m}_3 + \dot{m}_1) c_p} \approx \frac{\dot{m}_4 H}{(\dot{m}_3 + \dot{m}_1) c_p} + T_3$$

Man ser direkt att \dot{m}_1 kommer att sänka T_5 och att T_1 inte har någon större betydelse för temperatursänkningen.

Med denna inblåsning av luft skulle man kunna tillåta större steg i bränsleflödet och därmed kunna tillföra energi till processen snabbare. Detta skulle innebära att större lastökningar kunde upptagas med samma frekvenssänkningar som tidigare.

Vid lastfrånslag var problemet stora luftbränslekvoter. Detta skulle man kunna lösa genom att montera in en avtappningsventil precis innan brännkammaren, som skulle öppna vid lastfrånslag. Ventilen kommer då att minska massflödet genom brännkammaren och därmed också luftbränslekvoten. Som en sekundär effekt kommer utvecklad effekt i KT att minska ty massflödet genom denna turbin minskar ju också.

Detta medför att ett mindre bromsmotstånd skulle kunna användas.

Till sist kan vi konstatera att det räcker inte med att en process konstrueras för statisk drift om den skall kunna fungera bra dynamiskt.

7. REFERENSER

Massflöden och konstanter för GT-120b
 Johansson, Bertil "Termodynamisk beräkning av gasturbin"
 LTH 1967
 Massflöden och konstanter för GT-120c
 Stal-Laval turbin AB
 Simuleringsprogram
 Elmqvist, Hilding "Simnon Users Guide" Report 7325(c) Inst för
 reglerteknik LTH

8. LITTERATUR

Tyllered, Gunnar "Termodynamik" LTH 1970
 Åström, Karl-Johan "Reglerteori" Stockholm 1968
 Cohen, H Rogers, Saravanamutto, G F C, "Gasturbine Theory"
 Longman London 1972
 Fawke, A J "Digital computer simulation of gasturbine dynamic
 behavior" University of Bristol 1970
 Saravanamutto "Analog computer simulation of gasturbine performance"
 University of Bristol 1968
 Isermann, R "Theoretisch analyse der Dynamik Industrieller processe"
 BI-verlag Mannheim 1970
 Traupel, W Thermische Turbomaschinen, band 1" Springer 1960
 Profos, P "Die Regelung von Dampfanlagen" Springer 1962
 McAdams, W H "Heat Transmission" McGraw-Hill New York 1954
 Saravanamutto, MacIsaac, B D "The use of a hybrid computer in
 the optimization of gasturbine controll parameters" ASME 73-GT-13
 Saravanamutta, Fawke "Simulation of Gasturbine dynamic performance"
 ASME 70-GT-23
 Fawke, Saravanamutto "Digital computer methods för prediktion of
 gasturbine dynamic response" SAE 710550

- Fawke, A.J./Saravanamutto, H.I.H./Holmes, M. "Experimental Verification of a Digital Computer Simulation Method for Predicting Gasturbine Dynamic Behaviour" The Institution of Mechanical Engineers paper 186 27/72
- Fawke, A.J./Saravmamutto, H.I.H. "Experimental Investigation of Methods for Improving the Dynamic Response of a Twin-Spool Turbojet Engine" ASME paper 71-GT-14
- Saravanamutto, H.I.H. "Analog Computer Study of the Transient Performance of the Orenda 600-hp Regenerative Gas Turbine" ASME paper 63-AHGT-38
- Åström, K.J./Eklund, K./Lindahl, Sture "Olinjära System" TLTH/VBV 1971
- Sass, F./Bouché, Ch./Leitner, A. "Dubbels Taschenbuch Für den Maschinenbau" Springer 1966
- Mueller, Gerald S. "A generalized gasturbine model" INT. J. Control 1973, vol. 17, nr: 5, 977-993
- McMorran, S.M. "Design of gasturbine controller using invers Nyqvist metod" Proc. IEE vol 117, nr:10 1970

APPENDIX I

```

SUBROUTINE SEARCH(XG,X,I,N)
C
C   FINDS THE INDEX, I SUCH THAT MIN OVER K
C   ABS(XG(K)-X)=ABS(XG(I)-X)
C   SUBJECT TO THE RESTRICTION 1<I<N
C
C   AUTHOR STURE LINDAHL 1974-01-15
C
C   XG(*) VECTOR OF GRIDPOINTS
C   X     POINT TO BE APPROXIMATED WITH XG(I)
C   I     UPON RETURN THE MINIMISING INDEX
C         UPON ENTRY THE BEST ESTIMATE OF THE INDEX
C   N     NUMBER OF GRIDPOINTS
C
C   SUBROUTINE REQUIRED:
C   NONE
C
C   DIMENSION XG(1)
C
C   DMIN=ABS(X-XG(I))
C   IMIN=I
C
C   SEARCH IN POSTIVE DIRECTION
C
C   INEW=I+1
110  DNEW=ABS(X-XG(INEW))
     IF(DNEW-DMIN) 120,120,200
120  IF(INEW,GE,N) GO TO 200
     IMIN=INEW
     DMIN=DNEW
     INEW=INEW+1
     GO TO 110
C
C   SEARCH IN NEGATIVE DIRECTION
C
C   INEW=I-1
200  DNEW=ABS(X-XG(INEW))
210  IF(DNEW-DMIN) 220,220,300
220  IF(INEW,LE,1) GO TO 300
     IMIN=INEW
     DMIN=DNEW
     INEW=INEW-1
     GO TO 210
C
C   ACCEPT THE NEW POINT
C
C   I=IMIN
300
C   RETURN
C   END

```

```

SUBROUTINE INT1(FG,XG,X,F,I)
C
C   INTERPOLATES A FUNCTION OF ONE VARIABLE F(X)
C   DEFINED IN GRIDPOINTS FG(K)=F(XG(K))
C   AVOIDING DISCONTINUITIES IN DERIVATE
C
C   AUTHOR, STURE LINDAHL 1974-01-15
C
C   FG(*)  VALUE OF THE FUNCTION IN GRIDPOINTS
C   XG(*)  GRIDPOINTS
C   X      VALUE OF THE INDIPENDENT VARIABLE
C   F      UPON RETURN THE VALUE OF THE FUNCTION
C   I      CLOSEST GRIDPOINT
C
C   SUBROUTINE REQUIRED:
C   NONE
C
C   DIMENSION FG(1),XG(1)
C
C   COMMON /INT1C/ FXNEG,FXPOS,NF,DFDX
C
C   XNUL=XG(I)
C   HNEG=XNUL-XG(I-1)
C   HPOS=XG(I+1)-XNUL
C   DX=X-XNUL
C   FNUL=FG(I)
C   FXNEG=(FNUL-FG(I-1))/HNEG
C   FXPOS=(FG(I+1)-FNUL)/HPOS
C
C   IF(DX) 110,120,130
110  WF=0.5+DX/HNEG
    WF=AMAX1(WF,0.0)
    GO TO 200
120  WF=0.5
    GO TO 200
130  WF=0.5+DX/HPOS
    WF=AMIN1(WF,1.0)
C
200  DFDX=(1.0-WF)*FXNEG+WF*FXPOS
    F=FNUL+DFDX*DX
C
RETURN
END

```

SUBROUTINE INT2(FG,XG,YG,X,Y,F,I,J)

I:3

```
C
C INTERPOLATES A FUNCTION OF TWO VARIABLES F(X,Y)
C DEFINED IN GRIDPOINTS FG(K,L)=F(XG(K),YG(L))
C AVOIDING DISCONTINUITIES IN PARTIAL DERIVATIVES.
C
C AUTHOR, STURE LINDAHL 1974-01-15
C
C FG(*,*) VALUE OF THE FUNCTION IN GRIDPOINTS
C XG(*) GRIDPOINTS IN X-DIREKTION
C YG(*) GRIDPOINTS IN Y-DIREKTION
C X VALUE OF THE INDEPENDENT VARIABLE IN X-DIREKTION
C Y VALUE OF THE INDEPENDENT VARIABLE IN Y-DIREKTION
C F UPON RETURN THE VALUE OF THE FUNCTION
C I CLOSEST GRIDPOINTS IN X-DIREKTION
C J CLOSEST GRIDPOINTS IN Y-DIREKTION
C
C SUBROUTINE REQUIRED:
C NONE
C DIMENSION FG(1,1),XG(1),YG(1)
C
C COMMON /INT2C/ FXNEG,FXPOS,FYNEG,FYPOS,WFX,WFY,
: DFDX,DFDY
C
C INITIALIZE
C
C XNUL=XG(I)
C YNUL=YG(J)
C HXNEG=XNUL-XG(I-1)
C HXPOS=XG(I+1)-XNUL
C HYNEG=YNUL-YG(J-1)
C HYPOS=YG(J+1)-YNUL
C DX=X-XNUL
C DY=Y-YNUL
C FNUL=FG(I,J)
C FXNEG=(FNUL-FG(I-1,J))/HXNEG
C FXPOS=(FG(I+1,J)-FNUL)/HXPOS
C FYNEG=(FNUL-FG(I,J-1))/HYNEG
C FYPOS=(FG(I,J+1)-FNUL)/HYPOS
C
C WEIGHTING FACTORS
C
C IF(DX) 110,120,130
110 WFX=0.5+DX/HXNEG
WFX=AMAX1(WFX,0.0)
GO TO 200
120 WFX=0.5
GO TO 200
130 WFX=0.5+DX/HXPOS
WFX=AMIN1(WFX,1.0)
C
C IF(DY) 210,220,230
200 WFY=0.5+DY/HYNEG
WFY=AMAX1(WFY,0.0)
GO TO 300
220 WFY=0.5
GO TO 300
230 WFY=0.5+DY/HYPOS
WFY=AMIN1(WFY,1.0)
C
C INTERPOLATE
C
300 DFDX=(1.0-WFX)*FXNEG+WFX*FXPOS
```

```
DFDY=(1.0-WFY)*FYNEG+WFY*FYPOS  
F=FNUL+DFDX*DX+DFDY*DY
```

C

```
RETURN  
END
```


APPENDIX II

SUBROUTINE GSTE1

II:1

A GAS TURBINE MODEL OF 13 ORDER FOR GT-120B

WITH CONTROL SYSTEM

AUTHOR G. ANDERSSON 1974-02-09

SIMULATE DYNAMIC PERFORMANCE OF A THREE ROTORS INDUSTRIAL
 GAS TURBINE WITH CONTROLLER ASSUMING THAT POYTROP EFFICIENCY
 IS CONSTANT, USING A DIGITAL SIMULATION PROGRAM 'SIMNON',

REAL M1,M2,M3,M4,M44,M5,M6,M8,M21,N11
 REAL N21,N31,MIN,MBR,N1,N01,N2,N02

COMMON

```

: /TIME/ T
: /STATE/ X1,X2,X3,X4,X5,X6,X7,X8,X9,X10,X11,X12,X13,
: X14,X19,X15,X16,X17,X18
: /PAR/ OMK,D1,D2,D3,D4,D5,D6,D7,D8,D9,D11,D12,D13,
: PU1,PU0,D14,D15,TJ4,D16,D17,D18,D19,D20,D21,
: BR1,BR2,D22,D23,D24
: /DERIV/ DX1,DX2,DX3,DX4,DX5,DX6,DX7,DX8,DX9,
: DX10,DX11,DX12,DX13,DX14,DX19,DX15,DX16,DX17,DX18
: /VAR/ P21,P31,P41,P51,P61,P71,N11,N21,N31,T41,T441,T51,
: T61,T81,PUT,MIN,MBR,WUT,PG,BLK,H21
: /INIT/ X01,X02,X03,X04,X05,X06,X07,X08,X09,
: X010,X011,X012,X013,X014,X019,X015,X016,X017,X018
  
```

COMMON /DESTIN/ IDUM,IPART

GO TO(1,2,3,4,5),IPART

NOMENCLATURE
 =====

ALL CONSTANTS AND VALUES ARE IN SI-UNITS.

GENERAL:

```

P PRESSURE
T TEMPERATURE
M MASSFLOW
C CP-VALUE
V VOLUME
TJ INERTIA
  
```

STATE VARIABLES:

MODEL:

C X1 LOWPRESSURE TURBINE-COMPRESSOR (LT-LK) ROTOR SPEED
 C X2 HIGHPRESSURE TURBINE-COMPRESSOR (HT-HK) ROTOR SPEED
 C X3 POWERTURBINE (KT) ROTOR SPEED
 C X4 PRESSURE OUTLET LK
 C X5 PRESSURE INLET HK
 C X6 TEMPERATURE INLET HK
 C X7 PRESSURE OUTLET HK
 C X8 TEMPERATURE OUTLET HK
 C X9 PRESSURE INLET HT
 C X10 TEMPERATURE INLET HT
 C X11 PRESSURE INLET LT
 C X12 PRESSURE INLET KT
 C X13 TEMPERATURE INLET KT

CONTROLLER:

C X14 I-PART PI-CONTROLLER
 C X15 SLOW LOAD-DERIVATE LIMITER
 C X16 FAST LOAD-DERIVATE LIMITER
 C X17 FUEL SERVO
 C X18 AIR DRAIN VALVE SERVO
 C X19 RECONSTRUCTION OF OUTPUT POWER FROM KT

CONSTANTS:

MODEL:

C A,B POLYTROP EXPONENTS
 C FK TURBINE MASSFLOWCONSTANTS
 C GK ADIABATIC EXPONENT
 C R GAS CONSTANT
 C AMK NOZZLE AREA INTERCOOLER REPR. PRESSUREDROP
 C ABK NOZZLE AREA COMBUSTION CHAMBER REPR. PRESSUREDROP
 C GK2 COMBUSTION EFFICENCY
 C H FUEL HEAT VALUE
 C GK10 UNIT CONSTANT TURBINE MASSFLOW

CONTROLLER:

C OMK SWITCH SETPOINT CONTROL
 C D1 I-PART PI-CONTROLLER
 C D2 P-PART PI-CONTROLLER
 C D3 POSITIVE LOADCHANGE LIMITER
 C D4 NEGATIVE LOADCHANGE LIMITER
 C D5 POSITIVE LOADDERIVATE CONSTANT
 C D6 NEGATIVE LOADDERIVATE CONSTANT
 C D7 FAST LOADCHANGE TIME CONSTANT
 C D8 NEGATIVE FUELSEVO TIME CONSTANT
 C D9 POSITIVE FUELSEVO TIME CONSTANT
 C D11 I-PART LIMITER PI-CONTROLLER
 C D12 SMALL AIRDRAINVALVE AREA
 C D13 GREAT AIRDRAINVALVE AREA
 C D14 BRAKE RESISTOR POWER
 C D15 FREQUENCY CONSTANT
 C D16 D-CONSTANT
 C D17 CORRECTION CONSTANT IN RECONSTRUCTION
 C D18 NEGATIVE LOAD DERIVATE VALUE TO OPEN AIRDRAINVALVE
 C D19 NEGATIVE LOAD DERIVATE VALUE TO CLOSE AIRDRAINVALVE
 C D20 AIRDRAINVALVE CLOSING TIME CONSTANT
 C D21 AIRDRAINVALVE POWER LOSS CORREKTOR
 C D22 I-PART DERIVATE CONSTANT OVER INPUT LIMIT
 C D23 TEMPERATURE INLET HT CONSTANT
 C D24 TEMPERATURE INLET HT LIMIT

C BR1 CONSTANT BETWEEN POWER AND FUEL FLOW
C BR2 IDLE FUEL FLOW
C PEL STARTVALUE BRAKERESISTOR
C AIR STARTVALUE AIRDRAINVALE
C

C BASE VALUES:
C

C PU0 OUTPUTPOWER
C PU1 CHANGE IN OUTPUTPOWER
C P10 NORMAL PRESSURE AMBIENT AIR
C P30 NORMAL PRESSURE INLET HK
C T10 NORMAL TEMPERATURE AMBIENT AIR
C T30 NORMAL TEMPERATURE INTERCOOLER WATER
C P1 PRESSURE AMBIENT AIR
C T1 TEMPERATURE AMBIENT AIR
C PF LOSS IN GENERATOR
C SC SCALE CONSTANT
C

C A 13-ORDER MODEL FOR GT-120B WITH CONTROL SYSTEM
C =====
C
C
C
C

C MODEL CONSTANTS
C

1 A=0.33
B=0.22
C1=1000.
C3=1000.
C4=1020.
TJ1=1547.
TJ2=500.
TJ3=3010.
TJ4=0.
FK5=785.
FK6=1445.
FK8=2400.
GK=1.4
R=287.
AMK=0.9
ABK=0.3
V2=80.
V3=45.
V4=16.
V5=18.5
V6=5.
V78=61.
GK2=0.98
H=4.18E+7
GK10=1.02E-5.
C
C

C CONTROLLER CONSTANTS
C

OMK=0.
D1=0.5
D2=0.1
D3=10.
D4=17.
D5=0.12
D6=0.20
D7=20.
D8=40.
D9=20.
D11=5.
C

D12=0.063
 D13=0.126
 D14=22.
 D15=26.
 D16=3.0
 D17=0.1
 D18=10.
 D19=5.
 D20=0.015
 D21=5.
 D22=0.1
 D23=0.1
 D24=1110.
 BR1=0.089
 BR2=0.4
 PEL=0.
 ATR=0.

C
 C
 C

BASE VALUES

PU0=52.6
 PU1=0.
 P10=1.013E+5
 P30=3.30E+5
 T10=283.
 T30=293.
 P1=1.013E+5
 T1=283.
 PF=0.8
 SC=1000.

C
 C
 C
 C
 C

STATES: STARTVALUE AT 52.6 MW OUTPUT

MODEL

X01=344.3
 X02=392.3
 X03=314.28
 X04=349.
 X05=332.
 X06=293.
 X07=1306.
 X08=460.5
 X09=1263.
 X010=1052.
 X011=646.8
 X012=327.6
 X013=782.

C
 C
 C

CONTROLLER

X014=0.
 X019=52.6
 X015=52.6
 X016=0.
 X017=5.016
 X018=0.
 RETURN

C
 C

2 CONTINUE
 RETURN
 3 CONTINUE
 RETURN

C
C
C

SIGNALS FROM CONTROLLER AND NET

4 PU=PU0
 IF(T.GT,2.)PU=PU0+PU1
 M4=X17
 A21=X18

C
C
C

TEMPERATURE AND PRESSURE

P2=X4*SC
 P3=X5*SC
 P4=X7*SC
 P5=X9*SC
 P6=X11*SC
 P7=X12*SC
 T2=(P2/P1)**A*T1
 T3=X6
 T4=(P4/P3)**A*T3
 T44=X8
 T5=X10
 T6=(P6/P5)**B*T5
 T7=(P7/P6)**B*T6
 T8=X13

C
C
C

MASSFLOW LK

N1=X1*0.955E-2*SQRT(T10/T1)
 N01=N1
 IF(N01.GT,3.)N01=3.0
 F1=-64.+103.*N1
 Z=N01-3.3
 F2=(0.9+0.1*Z-0.8*Z*Z-2.1*Z*Z*Z)*1.0E-2
 F3=4.11-0.77*N1
 M1=P1/P10*SQRT(T10/T1)*(F1-F2*EXP(F3*P2/P1))

C
C
C

SURGE LINE LK

F4=1.2*N1-0.1
 F41=2.0*N1-1.8
 PG1=P1*F4
 IF(N1.GT,2.1)PG1=P1*F41

C
C
C

MASSFLOW HK

N2=X2*0.955E-2*SQRT(T30/T3)
 N02=N2
 IF(N02.GT,3.4)N02=3.4
 G1=-52.+88.*N2
 Y=3.8-N02
 G2=(0.2+0.45*Y-1.42*Y*Y+1.42*Y*Y*Y)
 G3=4.50-0.90*N2
 M3=P3/P30*SQRT(T30/T3)*(G1-G2*EXP(G3*(P4/P3-1.)))

C
C
C

MASSFLOW HT

F5=FK5*SQRT(1.-(P6/P5)**2.)
 M5=P5/SQRT(T5)*F5*GK10

C
C
C

MASSFLOW LT

F6=FK6*SQRT(1.-(P7/P6)**2.)
 M6=P6/SQRT(T6)*F6*GK10

C

C
C
MASSFLOW KT

$$F8 = FK8 * \text{SQRT}(1. - (P1/P7)**2.)$$

$$M8 = P7 / \text{SQRT}(T8) * F8 * GK10$$

C
C
C
LT-LK ROTOR SPEED

$$C6 = 0.23 * T6 + 920.$$

$$W1 = C6 * T6 * M6 * (1. - (P7/P6)**B)$$

$$W3 = C1 * T1 * M1 * ((P2/P1)**A - 1.)$$

$$DX1 = (W1 - W3) / TJ1 / X1$$

C
C
C
HT-HK RORTOR SPEED

$$C5 = 0.23 * T5 + 920.$$

$$W2 = C5 * T5 * (M5 + M4) * (1. - (P6/P5)**B)$$

$$W4 = C3 * M3 * T3 * ((P4/P3)**A - 1.)$$

$$DX2 = (W2 - W4) / TJ2 / X2$$

C
C
C
CONTROLLER BRAKE RESISTOR

$$\text{IF}((X3/6.284).GT.52.)\text{PEL} = D14$$

$$\text{IF}((X3/6.284).LT.50.0)\text{PEL} = 0.$$

C
C
C
KT ROTOR SPEED

$$C7 = 0.23 * T8 + 920.$$

$$W5 = C7 * T8 * M8 * (1. - (P1/P7)**B)$$

$$DX3 = (W5 - PU * 1.0E+6 - (PF + PEL) * 1.0E+6) / (TJ3 + TJ4) / X3$$

C
C
C
CONTINUITY AND ENERGY EQUATIONS FOR VOLUMES

C
C
C
MASSFLOW AIRDRAINVALVE

$$PI2 = P1 / P2$$

$$\text{IF}(PI2.LT.0.528)PI2 = 0.528$$

$$PSIT = \text{SQRT}(2. * GK / (GK - 1.) * (PI2**2. / GK) - PI2**((GK + 1.) / GK))$$

$$M21 = A21 * P2 / \text{SQRT}(R * T2) * PSIT$$

C
C
C
INTERCOOLER

$$PSIM = \text{SQRT}(2. * GK / (GK - 1.) * ((P3/P2)**2. / GK) - (P3/P2)**((GK + 1.) / GK))$$

$$M2 = AMK * P2 / \text{SQRT}(R * T2) * PSIM$$

$$DX4 = 1. / SC * T2 * C1 * (GK - 1.) * (M1 - M2 - M21) / V2$$

$$S1 = (GK - 1.0) / V3 * C1 * (T2 * M2 - T3 * M3 - (T2 - T30) * M2)$$

$$DX5 = 1. / SC * S1$$

$$DX6 = (T3 / P3 * S1 + (M3 - M2) * R * T3**2.0 / P3 / V3 / 1.)$$

C
C
C
COMBUSTION CHAMBER

$$PSIB = \text{SQRT}(2. * GK / (GK - 1.) * ((P5/P4)**2. / GK) - (P5/P4)**((GK + 1.) / GK))$$

$$M44 = ABK * P4 / \text{SQRT}(R * T44) * PSIB$$

$$S20 = (GK - 1.) / V4 * (C4 * T4 * M3 - C4 * T44 * M44)$$

$$DX7 = 1. / SC * S20$$

$$DX8 = (T44 / P4 * S20 + (M44 - M3) * R * T44**2. / P4 / V4)$$

$$S21 = (GK - 1.) / V5 * (C4 * T44 * M44 - C5 * (M4 + M5) * T5 + M4 * H * GK2)$$

$$DX9 = 1. / SC * S21$$

$$DX10 = (T5 / P5 * S21 + (M5 + M4 - M44) * R * T5**2.0 / P5 / V5)$$

C
C
C
VOLUME BETWEEN HT AND LT

$$DX11 = 1. / SC * T6 * C6 * (GK - 1.) / V6 * (M5 + M4 - M6)$$

C
C
C
LOWER GAS TUBE

C
 S3=(GK-1,)/V78*(C7*T7*M6-T8*(T8*0.23+920,)*M8)
 DX12=1./SC*S3
 DX13=(T8/P7*S3+(M8-M6)*R*T8**2,0/P7/V78)

C
 C
 C
 C
 C
 C
 CONTROL SYSTEM

C
 C
 C
 FREQUENCY PART

HZ=X3/6.284
 UHZ=(50.-HZ)*D15

C
 C
 C
 PI-CONTROLLER

WK=W5*1.0E-6
 UP=(PU*OMK-WK*OMK+UHZ)
 D10=UP*D2
 IF (ABS(UP).GT,D11)D10=SIGN(D22,UP)
 DX14=D10
 UPI=UP*D1+X14

C
 C
 C
 CORREKTION FOR AIRDRAINVALVE POWER LOSS

AKOR=X18*D21

C
 C
 C
 TEMPERATURE LIMITER

ATEMP=0.0
 IF (T51.GT,D24)ATEMP=(D24-T51)*D23

C
 C
 C
 RECONSTRUKTION OF OUTPUT POWER FROM KT

DX19=(X15+X16-AKOR-X19)*0.5+D17*(PU-X19)
 PD=PU-X19

C
 C
 C
 FEED-FORWARD LINK

PIS=PU+UPI+PD*D16+AKOR+ATEMP

C
 C
 C
 LIMITER

U4=PIS-X15-X16
 IF (U4.GT,D3)U4=D3
 IF (U4.LT,-D4)U4=-D4
 U2=D5
 IF (U4.GT,0.)U2=D6
 DX15=U4*U2
 U5=U4-X16
 DX16=U5*D7
 PK=X15+X16

C
 C
 C
 FUEL SERVO

US1=PK*BR1+BR2
 IF (US1.GT,5.1)US1=5.1
 IF (US1.LT,0.65)US1=0.65
 US2=US1-X17
 US3=D8
 IF (US2.GT,0.)US3=D9
 DX17=US2*US3

C
 C
 AIRDRAINVALVE CONTROLLER

C

II:8

```
IF(PD.LT.-D18)ATR=D13
IF(PD.GT.-D19)ATR=0.
IF(X1.LT.220.)ATR=D12
IF((PG1-P2).LT.0.2E+5)ATR=D13
US4=(ATR-X18)*4.
IF(US4.LT.-0.001)US4=-D20
DX18=US4
RETURN
```

C

C

C

OUTPUT PLOT BETWEEN 1-15

5

```
P21=P2*1.0E-5
PG=PG1*1.0E-5
P31=P3*1.0E-5
P41=P4*1.0E-5
P51=P5*1.0E-5
P61=P6*1.0E-5
P71=P7*1.0E-5
N11=X1*0.0095
N21=X2*0.0095
N31=X3*0.0095
T41=(T4-273.)*0.01
T441=(T44-273.)*0.01
T51=(T5-273.)*0.01
T61=(T6-273.)*0.01
T81=(T8-273.)*0.01
PUT=PU*0.1
MIN=M1*0.01
WUT=W5*1.0E-7
BLK=M44/M4*0.1
MBR=X17
HZ1=MZ*0.1
RETURN
END
```

APPENDIX III

SUBROUTINE GSTC2

III:1

A GAS TURBINE MODEL OF 16 ORDER FOR GT-120C

WITH CONTROL SYSTEM

AUTHOR G. ANDERSSON 1974-04-01

SIMULATE DYNAMIC PREFOMANCE OF A THREE ROTORS INDUSTRIAL
 GAS TURBINE WITH MASSFLOW AND EFFICIENCY VALUES FOR TURBINES
 AND COMPRESSORS INTERPOLATED FROM CHARACTERISTICS, USING
 A SIMULATION PROGRAM 'SIMNON' AND INTERPOLATION SUBROUTINES
 'SEARCH', 'INT1', 'INT2'.

REAL

: N1,N2,N3,NN1,NN2,NN3,N01,N02,N03,NN01,NN02,NN03,
 : M1,M10,M2,M3,M30,M50,M8,M80,KP,K1,K2,K5,K6,K8,
 : J1,J2,J3,J4,MB,MB0,MB1,LIM1,LIM2,L1N,L2N,L1N0,L2N0,
 : M5,M4,M6,M60,M21,N11,N21,L1NN,L2NN,N1L

DIMENSION

: RG1(10),PIG1(17),GM1(17,10),GE1(17,10),GS1(10),
 : RG3(9),PIG3(13),GM3(13,9),GE3(13,9),GS3(9),
 : RG5(5),PIG5(10),GM5(10,5),GE5(10,5),
 : RG6(4),PIG6(9),GM6(9,4),GE6(9,4),
 : RG8(5),PIG8(8),GM8(8,5),GE8(8,5),
 : DFIL(2)

COMMON

: /TIME/ T
 : /STATE/ PN2,PN3,TN3,PN4,TN41,PN5,TN5,PN6,
 : PN8,TN8,NN1,NN2,NN3,PI,RWKT,L1N,L2N,SERN,ADN
 : /PAR/ W0,W1,P1,T1,T30,J4,PHZ,SW,PIC1,PILIM,PIC2,PP,PCAD,
 : T8L,PT8,PK,PD,PL1,PL2,PL1D1,PL1D2,PL2D,BR1,BR2,
 : PS1,PS2,PAD1,PAD2,PA1,PA2,PDA,PEL,BRUL,BRLL,
 : N1L,HZUL,HZLL,TR
 : /DERIV/ DPN2,DPN3,DTN3,DPN4,DTN41,DPN5,DTN5,
 : DPN6,DPN8,DTN8,DNN1,DNN2,DNN3,DPI,DRWKT,DL1N,
 : DL2N,DSERN,DADN
 : /VAR/ P21,P31,P41,P51,P61,P81,PG21,PG41,T21,T31,T411,
 : T51,T61,T71,T81,N11,N21,HZ1,W,BLK,FF,
 : M1,M2,M3,M4,M5,M6,M8,
 : ELK,EHK,EKT,EHT,ELT
 : /INIT/ PN02,PN03,TN03,PN04,TN041,PN05,TN05,
 : PN06,PN08,TN08,NN01,NN02,NN03,PI0,RWKT0,L1N0,
 : L2N0,SERN0,ADN0
 : /DESTIN/ IDUM,IPART
 : /CHAR/ RG1,PIG1,GM1,GE1,GS1,RG3,PIG3,GM3,GE3,GS3,RG5,
 : PIG5,GM5,GE5,RG6,PIG6,GM6,GE6,RG8,PIG8,GM8,GE8

DATA DFIL(1),DFIL(2)/5HGTC2,4HRSRC/

GO TO(1,2,3,4,5),IPART

W0=68.
 W1=0.
 TS=2.
 V2=25.
 V3=100.
 V4=16.
 V5=18.5
 V6=5.
 V7=30.
 V8=31.
 H=4.29E+7
 EB=0.98
 WLS1=0.4E+6
 WLS2=0.2E+6
 WUM=68.0

C
 C
 C

CONTANTS FOR THE CONTROL SYSTEM

PHZ=26.
 SW=0.0
 PIC1=0.1
 PILIM=5.
 PIC2=0.5
 PP=0.5
 PCAD=50.
 T8L=540.
 PT8=0.1
 PK=0.3
 PD=3.
 TR=1.
 PL1=20.
 PL2=10.
 PL1D1=0.06
 PL1D2=0.38
 PL2D=20.
 BR1=0.080
 BR2=1.1
 BRUL=6.6
 BRLL=1.1
 PS1=40.
 PS2=20.
 PAD1=10.
 PAD2=2.
 PA1=0.126
 PA2=0.063
 N1L=2700.
 PDAD=0.015
 HZUL=51.5
 HZLL=49.5
 WEL=0.
 PEL=40.
 UAD=0.

C
 C
 C

READ CHARACTERISTICS FROM DECTAPE

CALL SEEK(1,DFIL)
 READ(1,10)LN1,LPI1,LN3,LPI3,LN5,LPI5,LN6,LPI6,LN8,LPI8
 10 FORMAT(10I3)
 11 FORMAT(10F5.0)
 12 FORMAT(13F5.2)
 13 FORMAT(10F6.3)
 14 FORMAT(14F5.2/3F5.2)
 READ(1,11)(RG1(I),I=1,LN1)
 READ(1,14)(PIG1(I),I=1,LPI1)

```

20 READ(1,12)(GS1(I),I=1,LN1)
   DO 20 I=1,LP11
   READ(1,11)(GM1(I,J),J=1,LN1)
   CONTINUE
   DO 25 I=1,LP11
25 READ(1,12)(GE1(I,J),J=1,LN1)
   CONTINUE
   READ(1,11)(RG3(I),I=1,LN3)
   READ(1,12)(PIG3(I),I=1,LP13)
   READ(1,12)(GS3(I),I=1,LN3)
   DO 30 I=1,LP13
30 READ(1,13)(GM3(I,J),J=1,LN3)
   CONTINUE
   DO 35 I=1,LP13
35 READ(1,12)(GE3(I,J),J=1,LN3)
   CONTINUE
   READ(1,11)(RG5(I),I=1,LN5)
   READ(1,12)(PIG5(I),I=1,LP15)
   DO 40 I=1,LP15
40 READ(1,13)(GM5(I,J),J=1,LN5)
   CONTINUE
   DO 45 I=1,LP15
45 READ(1,13)(GE5(I,J),J=1,LN5)
   CONTINUE
   READ(1,11)(RG6(I),I=1,LN6)
   READ(1,12)(PIG6(I),I=1,LP16)
   DO 50 I=1,LP16
50 READ(1,13)(GM6(I,J),J=1,LN6)
   CONTINUE
   DO 55 I=1,LP16
55 READ(1,12)(GE6(I,J),J=1,LN6)
   CONTINUE
   READ(1,11)(RG8(I),I=1,LN8)
   READ(1,12)(PIG8(I),I=1,LP18)
   DO 60 I=1,LP18
60 READ(1,13)(GM8(I,J),J=1,LN8)
   CONTINUE
   DO 65 I=1,LP18
65 READ(1,12)(GE8(I,J),J=1,LN8)
   CONTINUE
   CALL CLOSE(1)

C
C   NORMALIZED FACTORS FOR STATES
C
   P02=4.35E+5
   P03=4.15E+5
   P04=15.85E+5
   P05=14.95E+5
   P06=7.0E+5
   P08=3.45E+5
   T03=286.
   T041=437.
   T05=1073.
   T08=765.
   N01=377.
   N02=398.
   N03=314.
   PIN=20.
   RWKTN=68.
   L1NN=68.
   L2NN=68.
   SERNN=6.3
   ADNN=0.126

```

C

C
C

STATE: START VALUES

III:5

PN02=1.
PN03=1.
PN04=1.
PN05=1.
PN06=1.
PN08=1.
TN03=1.
TN041=1.
TN05=1.
TN08=1.
NN01=1.
NN02=1.
NN03=1.
P10=0.0
RWKT0=1.0
L1N0=1.0
L2N0=0.0
SERNO=1.0
ADN0=0.0

C
C
C

START INDEX FOR SEARCH

IN1=9
IP11=16
IN3=8
IP13=12
IN5=4
IP15=9
IN6=3
IP16=8
IN8=4
IP18=7

C
C

2

CONTINUE

RETURN

3

CONTINUE

RETURN

C
C
C

GENERATE CHANGE IN FUELFLOW AND OUTPUT

4

WUT=W0

IF(T-TS)101,100,100

100

WUT=W0+W1

C
C
C

CONVERT STATES TO SI-UNITS

101

P2=P02*PN2

P3=P03*PN3

P4=P04*PN4

P5=P05*PN5

P6=P06*PN6

P8=P08*PN8

T3=T03*TN3

T41=T041*TN41

T5=T05*TN5

T8=T08*TN8

TP4=TP04*TPN4

TP5=TP05*TPN5

N1=N01*NN1

N2=N02*NN2

N3=N03*NN3

MB=SERN*SERNN
A21=ADN*ADNN

III:6

C
C
C

PRESSURE RATIO

PI1=P2/P1
PI21=P1/P2
PI2=P3/P2
PI3=P4/P3
PI4=P5/P4
PI5=P6/P5
PI6=P8/P6
PI8=P1/P8

C
C
C

MASSFLOW, EFFICIENCY AND SURGE LINE FOR LK

RN1=N1*SQRT(278./T1)*9.55
CALL SEARCH(RG1,RN1,IN1,LN1)
CALL SEARCH(PIG1,PI1,IPI1,LPI1)
CALL INT2(GM1,PIG1,RG1,PI1,RN1,M10,IPI1,IN1)
CALL INT2(GE1,PIG1,RG1,PI1,RN1,ELK,IPI1,IN1)
CALL INT1(GS1,RG1,RN1,PIL1,IN1)
M1=M10*P1/1.013*SQRT(278./T1)*1.E-5
PGLK=PIL1*P1

C
C
C

MASSFLOW, EFFICIENCY AND SURGE LINE FOR HK

RN3=N2*SQRT(288./T3)*9.55
CALL SEARCH(RG3,RN3,IN3,LN3)
CALL SEARCH(PIG3,PI3,IPI3,LPI3)
CALL INT2(GM3,PIG3,RG3,PI3,RN3,M30,IPI3,IN3)
CALL INT2(GE3,PIG3,RG3,PI3,RN3,EHK,IPI3,IN3)
CALL INT1(GS3,RG3,RN3,PIL3,IN3)
M3=M30*P3/4.3*SQRT(288./T3)*350.*1.E-5
PGHK=PIL3*P3

C
C
C

MASSFLOW AND EFFICIENCY FOR HT

PII5=1./PI5
CALL SEARCH(PIG5,PII5,IPI5,LPI5)
RN5=N2*9.55/SQRT(T5)
CALL SEARCH(RG5,RN5,IN5,LN5)
CALL INT2(GM5,PIG5,RG5,PII5,RN5,M50,IPI5,IN5)
CALL INT2(GE5,PIG5,RG5,PII5,RN5,EHT0,IPI5,IN5)
M5=M50*P5*716./SQRT(T5)*1.E-5+MB
EHT=EHT0*0.79

C
C
C

MASSFLOW AND EFFICIENCY FOR KT

PII8=1./PI8
CALL SEARCH(PIG8,PII8,IPI8,LPI8)
RN8=N3*9.55/SQRT(T8)
CALL SEARCH(RG8,RN8,IN8,LN8)
CALL INT2(GM8,PIG8,RG8,PII8,RN8,M80,IPI8,IN8)
CALL INT2(GE8,PIG8,RG8,PII8,RN8,EKT0,IPI8,IN8)
M8=M80*P8*2965./SQRT(T8)*1.E-5
EKT=EKT0*0.87

C
C
C

EXPONENTS, R , CP VALUES AND TEMPERATURE CONNECTIONS

Z=M5/MB
K1=0.28302+T1*0.478E-4-T1*T1*0.14664E-6+T1*T1*T1*0.6633E-10
K2=0.28302+T41*0.478E-4-T41*T41*0.14664E-6+T41*T41*T41*0.6633E-10
T2=T1*(1.+1./ELK*(PI1**K1-1.))

$T4 = T3 * (1. + 1. / EHK * (PI3 ** K1 - 1.))$ III:7
 $ZK5 = T5 / Z * 4.76E-4$
 $K5 = 0.28302 + T5 * 0.478E-4 - T5 * T5 * 0.14664E-6 + T5 * T5 * T5 * 0.6633E-10 - ZK5$
 $T6 = T5 * (1. - EHT * (1. - PI5 ** K5))$
 $ZK6 = T6 / Z * 4.76E-4$
 $K6 = 0.28302 + T6 * 0.478E-4 - T6 * T6 * 0.14664E-6 + T6 * T6 * T6 * 0.6633E-10 - ZK6$
 $ZK8 = T8 / Z * 4.76E-4$
 $K8 = 0.28302 + T8 * 0.478E-4 - T8 * T8 * 0.14664E-6 + T8 * T8 * T8 * 0.6633E-10 - ZK8$
 $R2 = R1 + 30. / Z$
 $CP5 = R1 / K5$
 $CP6 = R1 / K6$
 $CP8 = R1 / K8$

C
C MASSFLOW THROUGH AIR DRAIN VALVE
C

200 IF(PI21-0.528)200,201,201
201 PI21=0.528
ADRN=SQRT(2./K1*(PI21**((2./KP)-PI21**((KP+1.)/KP)))
M21=A21*P2/SQRT(R1*T2)*ADRN

C
C MASSFLOW THROUGH NOZZLE IN INTERCOOLER REPR. PRESSUREDROP
C

A1=SQRT(2./K1*(PI2**((2./KP)-PI2**((KP+1.)/KP)))
M2=A2*P2/SQRT(R1*T2)*A1

C
C MASSFLOW THROUGH NOZZLE IN COMBUSTION CHAMBER REPR, PRESSUREDROP
C

AB=SQRT(2./K2*(PI4**((2./KP)-PI4**((KP+1.)/KP)))
M4=A4*P4/SQRT(R1*T41)*AB

C
C MASSFLOW AND EFFICIENCY FOR LT
C

PI16=1./PI6
CALL SEARCH(PI6,PI16,PI16,LP16)
RN6=N1*9.55/SQRT(T6)
CALL SEARCH(RG6,RN6,IN6,LN6)
CALL INT2(GM6,PI6,RG6,PI16,RN6,M60,PI16,IN6)
CALL INT2(GE6,PI6,RG6,PI16,RN6,ELT0,PI16,IN6)
M6=M60*P6*1400./SQRT(T6)*1.E-5
ELT=ELT0*0.89

C
C TEMPERATURE OUTLET L_T
C

$T7 = T6 * (1. - ELT * (1. - PI6 ** K6))$

C
C ENERGY BALANCE FOR LK-INTERCOOLER VOLUME
C

$DPN2 = (KP - 1.) / V2 * CP1 * T2 * (M1 - M2 - M21) / P02$

C
C ENERGY AND CONTINUITY BALANCES FOR INTERCOOLER-HK VOLUME
C

$PD3 = (KP - 1.) / V3 * CP1 * (T2 * M2 - T3 * M3 - (T2 - T30) * M2)$
 $DPN3 = PD3 / P03$
 $DTN3 = (T3 / P3 * PD3 + (M3 - M2) * R1 * T3 * T3 / P3 / V3) / T03$

C
C ENERGY AND CONTINUITY BALANCES FOR COLD COMBUSTION CHAMBER VOLUME
C

$PD4 = (KP - 1.) / V4 * (M3 * CP4 * T4 - M4 * CP4 * T41)$
 $DPN4 = PD4 / P04$
 $DTN41 = (T41 / P4 * PD4 + (M4 - M3) * R1 * T41 * T41 / P4 / V4) / T041$

C
C ENERGY AND CONTINUITY BALANCES FOR HOT COMBUSTION CHAMBER VOLUME
C

$PD5 = (KP - 1.) / V5 * (M4 * CP4 * T41 - M5 * CP5 * T5 + MB * H * EB)$

DPN5=PD5/P05
DTN5=(T5/P5*PD5+(M5-M4)*R2*T5*T5/P5/V5)/T05

III:8

ENERGY BALANCE FOR LT-LK VOLUME

DPN6=(KP-1.)/V6*CP6*T6*(M5-M6)/P06

ENERGY AND CONTINUITY BALANCE FOR LOWER GAS TUBE

PD8=(KP-1.)/V8*(M6*CP8*T7-M8*CP8*T8)

DPN8=PD8/P08

DTN8=(T8/P8*PD8+(M8-M6)*R2*T8*T8/P8/V8)/T08

LT-LK ROTOR SPEED

WLK=M1*CP1*T1/ELK*(PI1**K1-1.)

WLT=M6*CP6*T6*ELT*(1.-PI6**K6)

DNN1=(WLT-WLK)/J1/N1/N01

HK-HT ROTOR SPEED

WHK=M3*CP1*T3/EHK*(PI3**K1-1.)

WHT=M5*CP5*T5*EHT*(1.-PI5**K5)

DNN2=(WHT-WHK)/J2/N2/N02

BRAKE RESISTOR CONTROLLER

IF(N3/6,284.GT,HZUL)WEL=PEL

IF(N3/6,284.LT,HZLL)WEL=0.

KT ROTOR SPEED

WKT=M8*CP8*T8*EKT*(1.-PI8**K8)

WLS=WLS1+(WUT/WUM)*(WUT/WUM)*WLS2

DNN3=(WKT-WLS-(WUT+WEL)*1.E+6)/(J3+J4)/N3/N03

CONTROL SYSTEM

INPUT TO CONTROLLER FROM THE PROCESS

UHZ=N3/6,284

UWKT=WKT*1.E-6

UT8=(T8-273.)

UN1=N1*9.55

UPDATE STATE VARIABLES FOR THE CONTROLLER

LIM1=L1N*L1NN

LIM2=L2N*L2NN

RWUT=RWKT*RWKTN

SER=SERN*SERNN

AD=ADN*ADNN

FREQUENCY ERROR

UEHZ=(50.-UHZ)*PHZ

PI-CONTROLLER

UE=(UWKT-WUT)*SW+UEHZ*(1.-SW)

UIE=UE*PIC1

IF(ABS(UIE)-PILIM)301,300,300

UIE=SIGN(PIC2,UIE)

301 DPI=UIE/PIN
UPI=UE*PP*PI*PIN

III:9

C
C CORREKTION FOR POWER LOSS IN AIR DRAIN VALVE
C
UCAD=AD*PCAD

C
C TEMPERATURE LIMITER IN LOWER GAS TUBE
C

ULT8=0.
IF(UT8-T8L)310,311,311
311 ULT8=(T8L-UT8)*PT8

C
C RECONSTRUCTION OF OUTPUT POWER FROM KT

C
310 DRWKT=((LIM1+LIM2-UCAD-ULT8-RWUT)*TR+PK*(WUT-RWUT))/RWKTN
UD=WUT-RWUT

C
C FEED FORWARD LINK AND SIGNAL CONNECTOR

C
UF=WUT+UPI+UD*PD+ULT8+UCAD

C
C LIMITER FOR STEP IN LOAD

C
UL1=UF-LIM1-LIM2
IF(UL1.GT.PL1)UL1=PL1
IF(UL1.LT.-PL2)UL1=-PL2
UL1D=PL1D1
IF(UL1)320,321,321

320 UL1D=PL1D2
321 DL1N=UL1*UL1D/L1NN
UL2=UL1-LIM2
DL2N=UL2*PL2D/L2NN
UL=LIM1+LIM2

C
C FUEL SERVO

C
US=UL*BR1+BR2
IF(US.GT.BRUL)US=BRUL
IF(US.LT.BRLL)US=BRLL
USE=US-SER
PS=PS1
IF(USE)330,331,331

330 PS=PS2
331 DSERN=USE*PS/SERNN

C
C AIR DRAIN CONTROLLER

C
IF(UD.LT.-PAD1)UAD=PA1
IF(UD.GT.-PAD2)UAD=0.0
IF(UN1-N1L)340,341,341

340 UAD=PA2
341 USAD=(UAD-AD)*4.
IF(USAD)360,361,361

360 USAD=-PDAD
361 DADN=USAD/ADNN
RETURN

C
C GENERATING OUTPUT PLOT BETWEEN 1-15

C
5 P21=P2*1.E-5
PG21=PGLK*1.E-5
P31=P3*1.E-5
P41=P4*1.E-5

```
PG41=PGHK*1.E-5  
P51=P5*1.E-5  
P61=P6*1.E-5  
P81=P8*1.E-5  
T21=(T2-273.)*0.01  
T31=(T3-273.)*0.01  
T411=(T41-273.)*0.01  
T51=(T5-273.)*0.01  
T61=(T6-273)*0.01  
T71=(T7-273.)*0.01  
T81=(T8-273.)*0.01  
N11=N1*0.00955  
N21=N2*0.00955  
HZ1=N3/62.84  
W=WKT*1.E-7  
FF=MB  
BLK=Z*0.1  
RETURN  
END
```