

CHALMERS



Dynamisk simulering av avfallskraftvärmeverk

Examensarbete

MIKAEL ERIKSSON

Institutionen för reglerteknik
Avdelningen för reglerteknik, automation och mekatronik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, 2008
Rapport nr. EX075/2008

Examensarbete utfört på Institutionen för reglerteknik, avdelningen för
reglerteknik, automation och mekatronik.
Chalmers tekniska högskola, Göteborg

Handledare: Civilingenjör Frida Ekström, Solvina AB

Examinator: Docent Torsten Wik, Chalmers tekniska högskola

Göteborg, september 2008

Abstract

This master thesis has been done at Solvina AB in Gothenburg. The purpose of the thesis was to model the three boilers and the steam turbine at Renova's waste-to-fuel plant in Sävenäs. The models were implemented in the modeling tool Dymola.

When the models were developed they were verified by comparing the results from a number of tests at the plant with the same tests in the model. When the models were considered verified they could be used to answer the following questions:

- Which of the two different ways of controlling the drum level is the most preferable?
- Which of the two different ways of controlling the steam temperature is the most preferable?

Two of the three boilers are of the same design. They are called Boiler 4 and 5. The third boiler is called Boiler 1. The conclusion is that the control principle used in boiler 1 is more rapid than the one used in the boilers 4 and 5. When the set point of the drum level was changed the time for the drum level to adjust to the new set point was shorter with the control principle used in Boiler 1. On the other hand the output of the level controller varied more with the principle used in boiler 1.

The steam temperature control principle used in the boilers 4 and 5 is more preferable compared to the one used in Boiler 1. In the boilers 4 and 5 cascade controlling is used to control the steam temperature. This gives smaller variations in the outlet temperature than with normal feedback control. Normal feedback is used in boiler 1.

The model was also used for optimization of the parameters of the steam temperature controllers. For Boiler 1, new parameters for a cascade control were calculated. The new parameters were calculated using the lambda method. Parameters for the steam controllers in the boilers 4 and 5 were also calculated with the lambda method. The parameters used at Renova were of the same size as the ones calculated for the boilers 4 and 5.

It was also shown, during the course of this thesis, that the majority of the valves are not linear and are suffering from valve play and sticking. These valves should be looked upon over the whole operating range of the valves. Once that is done the same characteristics can be given to the valves in the model and new parameters for the controllers can be determined.

Sammanfattning

Detta examensarbete har utförts på Solvina AB i Göteborg. Syftet med arbetet var att modellera de tre ångpannorna och ångturbinen som finns på Renovas avfallskraftvärmeanläggning i Sävenäs. Modelleringen gjordes i modelleringsverktyget Dymola.

När modellerna var utvecklade verifierades de genom att jämföra resultaten från ett antal stegsvarstest på anläggningen med likadana test i modellen. När modellerna ansågs verifierade kunde de användas för att besvara följande frågor:

- Vilken av de två olika domnivåreglerprinciperna som finns på anläggningen är att föredra?
- Vilken av de två olika ångtemperaturreglerprinciperna som finns på anläggningen är att föredra?

Två av de tre ångpannorna är likadana och dessa kallas panna 4 och 5. Den tredje pannan kallas panna 1 och skiljer sig från de två andra. Slutsatsen var att domnivåregleringen i panna 1 är snabbare än den som används i pannorna 4 och 5. Vid ett börvärdessteg på domnivån ställdes nivån in sig snabbare med reglerstrategin som används i panna 1. Däremot svängde styrsignalen från nivåregulatorn mer då panna 1:s reglerprincip användes.

Ångtemperaturreglerningen i pannorna 4 och 5 är ett bättre alternativ än den som används i panna 1. I pannorna 4 och 5 används kaskadregleringen av ångtemperaturen och det fungerar bättre än den återkopplingsreglering som används i panna 1.

Modellen användes också för att optimera reglerparametrarna för ångtemperaturregulatorerna i de olika pannorna. För panna 1 togs värden fram för en kaskadreglering likt den som används i pannorna 4 och 5. Parametervärdena för regulatorerna bestämdes med lambdametoden. Lambdametoden användes även för att optimera värdena i pannorna 4 och 5. Det visade sig då att de värden som redan används är förhållandevis lika de värden som beräknades.

Under arbetets gång upptäcktes också att många av ventilerna inte är linjära och att de dessutom glappar eller kärvar. Dessa ventiler borde ses över och undersökas över hela ventilområdet. När detta väl är gjort kan motsvarande ventiler i modellen ges samma ventilkarakteristik och nya reglerparametrar kan tas fram.

Förord

Det var många turer innan jag till slut fick upp ögonen för detta exjobb så när jag väl fick chansen av Solvina så kändes det riktigt bra. Jag insåg att det skulle bli svårt, då jag bland annat hade framför mig att sätta mig in i ett helt nytt simuleringsprogram, men det löste sig. Efter ett långt arbete som drog ut på tiden är jag nu till sist klar.

Jag vill rikta ett stort tack till min handledare civ.ing. Frida Ekström på Solvina AB som alltid har funnits till hands då jag haft frågor. Jag vill också tacka min examinator Torsten Wik, docent på institutionen för reglerteknik, Chalmers. På Renova har jag haft stor hjälp av Kent Gustafson, Jonas Axner och Gunnar Olofsson gällande frågor om anläggningen så jag vill tacka dem också. Naturligtvis tackar jag även alla i kontrollrummet som låtit mig störa dem i deras arbete. Utöver dessa vill jag tacka Gabriel Ordéus, Marcus Larsson och Andreas Nordquist på Solvina AB som vid olika tillfällen hjälpt mig med modellerandet och Veronica Olesen på Solvina AB som hjälpt mig med reglerfrågor.

Innehållsförteckning

Abstract	I
Sammanfattning.....	II
Förord.....	III
Innehållsförteckning.....	IV
Förteckning över använda beteckningar.....	VI
1 Inledning.....	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte.....	1
1.3 Arbetsgång för examensarbetet	1
2 Allmänt om Renovas avfallskraftvärmeanläggning.....	2
2.1 Ångpannorna	2
2.2 Ångturbinen.....	3
3 Reglering av Renovas avfallskraftvärmeanläggning.....	5
3.1 Renovas PID-regulator	5
3.2 Domnivåreglering.....	5
3.3 Ångtemperaturreglering.....	7
3.4 Lastreglering.....	10
3.5 Pantrycksreglering och reglering av ångturbinens avtappningar.....	11
4 Modelleringsverktyg	13
4.1 Modelica	13
4.2 Dymola	13
4.3 Modellbibliotek	13
5 Modellering.....	15
5.1 Förbränningen.....	15
5.2 Överhettare och ekonomisers	16
5.3 Ventiler.....	16
5.4 Ångdomen	19
5.5 Ångturbinen	20
6 Verifiering	23
6.1 Ångtemperaturer	23
6.2 Domnivå	37
6.3 Lastreglering.....	40
6.4 Ångturbinen	43
6.5 Modellen i sin helhet	45
7 Optimering	48
7.1 Lambdametoden	48
7.2 Ångtemperaturreglering i panna 1	49
7.3 Ångtemperaturreglering i panna 5	59
7.4 Domnivåreglering.....	62
8 Slutsatser	64
8.1 Ångtemperaturreglering.....	64
8.2 Dommodell	66
8.3 Turbinmodell	66
9 Fortsatt arbete.....	67
9.1 Ventiler	67
9.2 Midranging	67
9.3 Ångdomen i panna 1	68
9.4 Förbränningsmodell.....	68
10 Referenser.....	69

Förteckning över använda beteckningar

Kapitel 3

Symbol

K	Förstärkning
T_d	Deriveringstid
T_i	Integraltid
E	Reglerfel

Kapitel 5

Symbol

Index

h	Entalpi [kJ/kg]	s	Ånga
V	Volym [m ³]	w	Vatten
ρ	Densitet [kg/m ³]	t	Total
α	Ångfraktion [-]	fw	Matarvatten
m	Metallmassa [kg]	drum	Dom
T	Temperatur [K]	r	Stigtuber
c_p	Specifik värmekapacitet [kJ/kgK]	dc	Fallrör
P	Tillförd värmeeffekt [kW]	M	Massa
\dot{m}	Massflöde [kg/s]	V	Volym
p	Tryck [Pa]	1	In
k	Friktionskonstant [(m ³ /s ²) ⁻¹]	2	Ut
c	Konstant [-]		
Q	Volymflöde [m ³ /h]		
l	Domnivå [m]		
C_t	Stodolakonstanten [smK ^{0,5}]		
η	Verkningsgrad [-]		
N_6	Skalningsfaktor [-]		
F_p	Rörgeometrifaktorn [-]		
C_v	Ventilkoefficienten [USgallon/(min(psi) ^{0,5})]		
K_v	Ventilkoefficienten [m ³ /(h(bar) ^{0,5})]		
Y	Expansionsfaktor [-]		
κ	Specifikt värmeförhållande [-]		
x	Relativa tryckfallet [-]		
x_T	Tryckfallsförhållandefaktor [-]		
F_K	Specifik värmeförhållandefaktor [-]		
X	Bränsleenergihalt [-]		

Kapitel 7

Symbol

T_i	Integraltid [s]
T	Tidskonstant [s]
K	Förstärkning [-]
L	Dödtid [s]
λ	Lambdakonstant [s]
y	Mätvärde
u	Regulatorns styrsignal
K_p	Processförstärkning [-]
K_{verkligt}	Sann förstärkning
K_{angivet}	Förstärkning angivet i regulatorn

Kapitel 9

Symbol

u_1	Ventilläge för den mindre ventilen
\dot{u}_2	ventillägesförändringen på den större ventilen
Q	Maxvärde för u_1
s	Regleringstufhet

1 Inledning

Solvina är ett tekniskt konsultbolag med kontor i Göteborg med verksamhet inom områdena elkraft, kärnkraft, process, kemi och energi. En viktig del i deras arbete är modellering och simulering av olika processer. Som programmeringsspråk har de sedan starten 1997 använt Modelica och arbetat i modelleringsverktyget Dymola.

1.1 Bakgrund

Solvina har simulerat ångpannor tidigare, bland annat i form av sodapannor och ånggeneratorer på kärnkraftverk, men aldrig avfallsångpannor. På Renova bränns avfall i tre ångpannor vilket gjorde att Solvina tog kontakt med Renova för att se över möjligheterna att göra ett modellutvecklingsprojekt tillsammans med dem. Ett examensarbete utvecklades som bestod i att studera olika delar i processen på Renova.

Bränslet i en avfallspanna är inte homogent. Variationer i fukthalt och material ger olika värmevärde på avfallet som i sin tur ger varierad effekt till pannan. Detta resulterar i ett svängigt beteende som måste kontrolleras genom reglering av tillförseln av bränsle och förbränningsluft. Vid för höga temperaturer på ångan slits materialet i pannan. Dessutom sjunker verkningsgraden om temperaturen blir för låg vilket gör att man vill hålla temperaturen på en så jämn och lagom hög nivå som möjligt.

1.2 Syfte

Syftet med examensarbetet har varit att modellera och simulera de tre ångpannorna på Renova i Dymola. Denna simulering ger dels en utveckling av modellbiblioteket på Solvina och dels en möjlighet att studera vilka möjligheter som finns för att förbättra regleringen i olika delar av pannorna.

De olika reglerkretsarna som studerades var domnivåreglering, lastreglering och ångtemperaturregleringen mellan överhettarna. Ångtemperaturregleringen skiljer sig mellan pannorna så en intressant frågeställning var vilken av dessa som var mest optimal. Under examensarbetets gång gjordes även tester på anläggningen för att se om det förekommer problem i processen, till exempel med reglerventiler.

1.3 Arbetsgång för examensarbetet

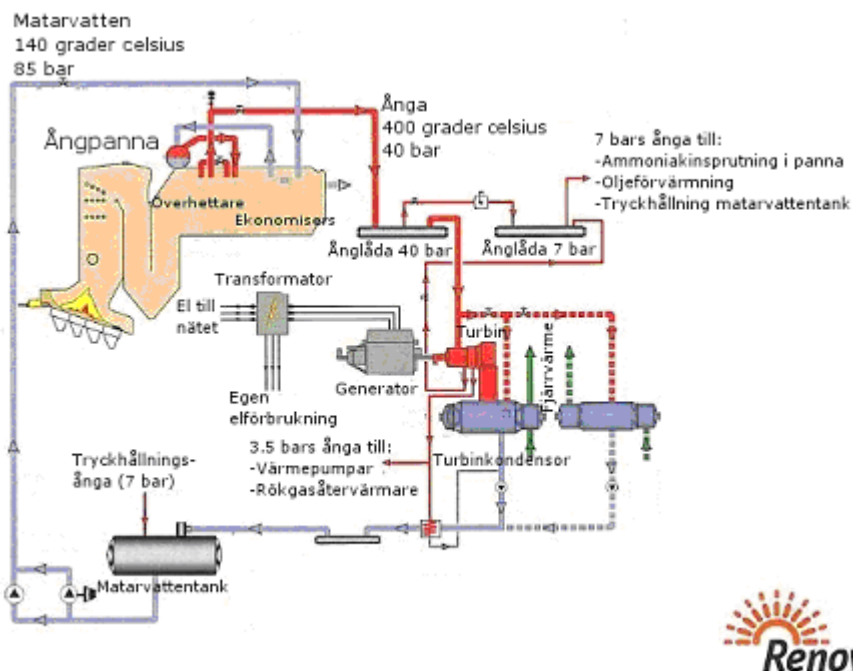
Arbetsgången för det här examensarbetet var enligt följande:

1. Under den första delen av examensarbetet var den primära uppgiften att bekanta sig med Dymola. Samtidigt undersöktes de delar av processen som redan simulerats på andra anläggningar under tidigare uppdrag på Solvina.
2. Steg två var att göra en preliminär modell av processen.
3. Nästa steg var att göra tester på pannorna och justera och verifiera modellen efter dessa tester.
4. Under det sista momentet optimerades de verifierade modellerna med avseende på reglerparametrar.

2 Allmänt om Renovas avfallskraftvärmeanläggning

Ångkraftanläggningar producerar kraft och ibland även värme genom produktion av ånga. På Renova tillverkas både kraft och värme och sådana anläggningar kallas mottrycksanläggningar. Ångan som produceras via förbränning av avfall går från ångpannan till en ångturbin där ångans värme och tryckenergi omvandlas till arbete. Denna process kallas Carnot-processen [2].

Renovas avfallskraftvärmeanläggning i Sävenäs i Göteborg togs i drift 1972 och har tillstånd att bränna 550 000 ton avfall per år. Förbränningsanläggningen är igång dygnet runt. Förutom att täcka anläggningens eget elbehov så går elektriciteten ut i Plusenergis nät och täcker fem procent av Göteborgs elbehov. Utöver elektricitet produceras även värme som täcker tjugosju procent av fjärrvärmebehovet i Göteborg. Totalt producerades 1 212 GWh värme och 206 GWh elkraft år 2006 i Sävenäs. Elproduktionen motsvarar förbrukningen hos ungefär 60 000 lägenheter [1].



Figur 1- Principskiss för Renovas kraftvärmeanläggning

2.1 Ångpannorna

Ångpannans uppgift i en ångkraftprocess är att omvandla matarvattnet till ånga av det tillstånd som eftersträvas [2]. Det normala är att huvuddelen av ångan går till ångturbinen för att utvinna mekaniskt arbete för att därefter gå till en kondensator och värmväxlas mot ett fjärrvärmenät. Ångan används dessutom för att driva olika maskiner i processen såsom matarvattenpumpar, luft och matarvattenförvärmare med mera. Det är då avtappningsånga från turbinen som används, det vill säga ånga som redan utfört ett arbete i turbinen.

En schematisk bild över processen på Renova kan ses i Figur 1. Huvudkomponenterna i en ångpanneanläggning är på vatten-ångsidan:

- matarvattenpump
- ekonomiser
- förångare
- överhettare

Från en matarvattentank leds matarvatten till ekonomisern där det värms upp innan det når förångaren. Förångaren är ett system av ångdom och cirkulationstuber där domen tillförs matarvatten via ekonomisern. Ut från domen leds ångan till överhettarsystemet. Energin tas upp i cirkulationstuber som är uppdelade i fallrör och stigrör. Denna cirkulation kan vara antingen påtvingad med en pump eller naturlig (själv-cirkulation). Själv-cirkulation, som används på Renova, drivs av densitetsskillnader mellan det nedfallande vattnet och den uppstigande ång-vattenblandningen. I överhettarna värms den mättade ångan från domen upp till en temperatur över ångans koktemperatur innan de leds till en ånglåda utanför ångpannan (se Figur 1).

Anläggningen på Renova består av tre ångpannor; panna 1, panna 4 och panna 5.

De två äldsta pannorna, pannorna 4 och 5, togs i drift 1994/1995 och deras ugnar bränner 22 ton avfall per timme. Data från pannleverantören säger att verkningsgraden är ca 85 % och med ett värmevärde på avfallet på 10,9 MJ/kg ger det panneffekten 56 MW. Detta resulterar i en ångproduktion som är 73 ton per timme då ångan är vid 40 bars tryck och 400 °C.

Panna 1 togs i drift 2001. Ugnen som driver panna 1 bränner 15 ton avfall per timme vilket resulterar i panneffekten 45 MW vid avfallsvärmevärdet 10,9 MJ/kg. Denna beräkning på panneffekten baseras på en verkningsgrad på 100 %. Detta ger i sin tur 54,7 ton ånga per timme vid samma tryck och temperaturförhållanden som i pannorna 4 och 5 [1].

En annan skillnad mellan panna 1 och de två övriga pannorna är att i panna 1 leds ångan från domen i ett överhettarstråk med tre överhettare. I pannorna 4 och 5 går ångan i två stråk genom överhettarpartiet.

2.1.1 Eldstäderna

I eldstaden sker förbränningen av bränslet varpå värme bildas som används för genereringen av ångan. Eldstaden kan vara utrustad med antingen kylda eller okylda eldstadsväggar. En kyld vägg innebär att eldstaden omges av det värmeupptagande mediet medan en okyld vägg ofta är uppbyggd av eldfast tegel [2]. Då bränslet som används är fuktigt som fallet är på Renova används okylda väggar för att reflektera strålningen tillbaka på bränslet. Bränslet i eldstäderna förs in på en roster som slår fram bränslet över förbränningszonerna. Inmatningen påverkas även av en pusher som knuffar fram bränslet till rostern. Över rostern förbränns avfallet med förbränningsluft och avgaserna används sedan för att värma upp matarvattnet till överhettad ånga.

Förbränningsluften delas upp i primär och sekundärluft. Primärluften är den luft som används då bränslet förbränns i ett första steg. Större delen av primärluftens syre förbrukas i skiktet närmast rostern, vilket är den oxiderande delen av bränslebädden. Därför tillförs sekundärluft högre upp i eldstaden som ska se till att bränslet förbränns fullständigt [2].

Rostern ser olika ut i de olika pannorna. I panna 1 går rostern mot bränsleinmatningsriktningen, d.v.s. rostern slår bränslet bakåt. Eftersom rostern har en kraftig lutning kommer detta slag gör att bränslet tumlas framåt vilket ger en bra omblandning. Rostarna i pannorna 4 och 5 har lägre lutning och slår framåt i bränsleriktningen.

2.2 Ångturbinen

I en ångturbin omvandlas högtryckångans kinetiska energi till mekanisk energi. Denna omvandling sker då ångan sätter turbinskovlarna i rörelse. Turbinen driver i sin tur en elgenerator. Omvandlingen från kinetisk energi till skovelarbete brukar sägas vara adiabatisk det vill säga ingen värme tillförs eller bortförs från ångan. Däremot förloras inre energi från ångan när den expanderar. Denna förlust uttrycks med den isentropa verkningsgraden [3].

Ångan från de tre pannorna leds till en ångturbin med en märkeffekt på 36 MW, via en ånglåda på 40 bar (Figur 1). Turbinen har två avtappningar vid 7 och 3,5 bar. Ångan från avtappningarna används för att driva olika processer på anläggningen. Exempelvis används

3,5 bars ångan till driften av de absorptionsvärmepumpar som finns på anläggningen, och 7 bars ångan för att hålla trycket i matarvattentanken. Efter att ångan gått igenom turbinen kondenseras den och leds tillbaka till matarvattentanken. Elektriciteten som genereras i generatoren som turbinen driver används till att driva olika delar av avfallskraftvärmeverket men går även ut i Göteborgs elnät.

3 Reglering av Renovas avfallskraftvärmeanläggning

Variationerna i bränslekvalitet hos en avfallsångpanna ger större svängningar i systemet än vad än ångpanna med heterogent bränsle ger vilket gör reglerystemet extra viktigt. Över hela systemet finns det olika tillstånd som regleras för att hålla processen stabil. Några av dessa är draget i eldstaden, ångflödet, panntryck, domnivå, ångtemperatur, tryck i turbinens avtappningar och ångflödet till absorptionsvärmepumparnas generatorer. I det här examensarbetet har fokus legat på:

- ångflödesreglering, d.v.s. lastreglering
- domnivåreglering
- ångtemperaturreglering

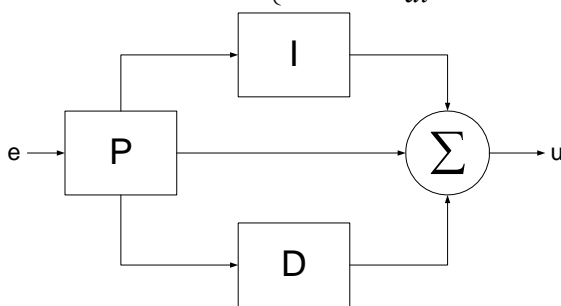
Även trycket i turbinens avtappningar och panntrycket har modellerats men har inte studerats noggrant. I följande avsnitt av detta kapitel beskrivs regleringen av ovan nämnda punkter.

3.1 Renovas PID-regulator

Regulatorn på Renova är i parallellform eller ideal form vilket ger att styrsignalen, u , beräknas enligt ekvation:

$$u(t) = K \left(e + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{dx}{dt} \right) \quad (\text{Ekv. 1})$$

$$e(t) = T_f \frac{dx}{dt} + x \quad (\text{Ekv. 2})$$



Figur 2 - Schematisk figur av utseendet på PID-regulatorn på Renova

3.2 Domnivåreglering

Ångdomen är den enheten i pannan som separerar ångan från vätskan. Matarvatten med en temperatur så nära kokpunkten som möjligt kommer in till domen från ekonomisern. I domen råder jämvikt mellan ånga och vatten. Vattnet leds ned i rör till eldstaden och leds tillbaka genom den naturliga cirkulation som uppstår på grund av densitetssänkningen som sker då den tar upp energi och förångas. Ångan i sin tur stiger ut ur domen till överhettarna.

Med domnivå menas höjden på vätskan i domen. Skulle domnivån sjunka under det önskade värdet måste mer matarvatten pumpas in. Det som då händer är att bubblor i vattenfasen i domen och i stigtuberna kyls och kollapsar vilket resulterar i att domnivån sjunker ytterligare för en kort stund för att sedan stiga. Att den första responsen går åt fel håll kallas icke minimumfssystem och sådana system är generellt svåra att reglera. Domnivåreglering är ett klassiskt processregleringsproblem [4].

Ökar effekten som tillförs domen från bränslet så ökar produktionen av ånga. Detta ökar halten ånga i stigtuberna vilket trycker upp nivån i domen.

Domnivån önskas hållas vid en given nivå. Blir den för tom och kokar torrt omöjliggörs ångproduktion och domen kan ta skada. Blir den för full kan vätska följa med ångan till överhettarna vilket minskar verkningsgraden i pannan. Alla tre domarna har ett börvärde på

nivån som ligger 50 millimeter under mittlinjen. För domarna i pannorna 4 och 5 har dock denna nivå räknats om till en procentsats i styrsystemet där 50 millimeter under centrumlinjen motsvarar nivåvärdet 44 %.

Domnivån regleras ofta med en trepunktsreglering. Trepunktsreglering innebär att tre mätsignaler skickas till regulatören för att hålla nivån konstant. Så görs även på Renova men val av punkter skiljer sig mellan panna 1 och pannorna 4 och 5.

I panna 1 används domnivån, temperaturen på flödet efter ekonomisern och flödet efter ekonomisern (Figur 3). Signalerna från domnivå och temperaturgivarna beräknar en temperaturkorrigerad nivå enligt följande formel:

$$L_{T-korr} = 0,29(T + 1000(L - 0,8)) + 1000(L - 0,8) \quad (\text{Ekv. 3})$$

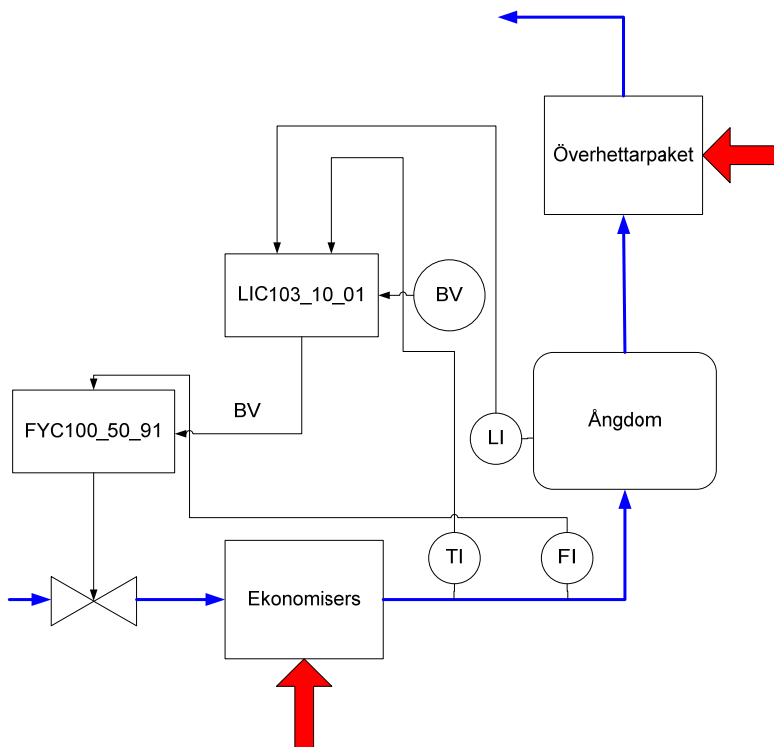
där:

L_{T-korr} = temperaturkorrigerad domnivå

T = matarvattentemperatur (°C)

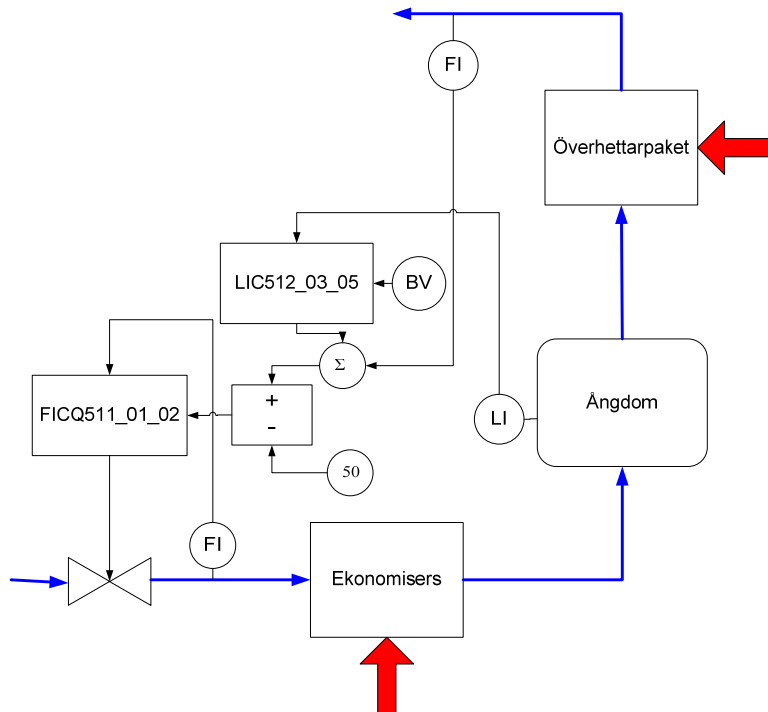
L = domnivå (m)

Denna temperaturkorrigerade nivå regleras med nivåregulatorn LIC103_10_01 som har börvärde 10, vilket svarar mot ett L på 0,75 meter. Styrsignalen från denna regulator fungerar som börvärde för flödesregulatorn, FYC100_50_91, som i sin tur styr en matarvattenventil (se Figur 3).



Figur 3 - Förenklad bild av domnivåregleringen för panna 1

I pannorna 4 och 5 används domnivån och flödet efter ekonomisern liksom i panna 1. Däremot används ångflödet istället för temperaturen efter ekonomisern (Figur 4). Värdet från domnivågivaren skickas till nivåregulatorn, LIC512_03_05. Styrsignalen från denna och ångflödet summeras med varandra. Från denna summa subtraheras 50 och detta sätter börvärdet till flödesregulatorn, FICQ511_01_02, som styr matarvattenventilen.



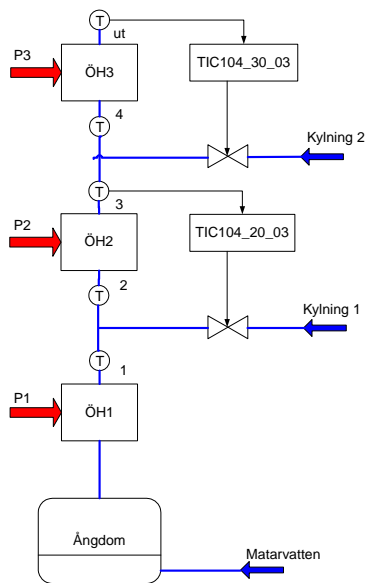
Figur 4 - Förenklad bild av domnivåregleringen för pannorna 4 och 5

3.3 Ångtemperaturreglering

Temperaturen på utgående ånga från pannorna önskas regleras till 400 °C. För ångtemperaturer över 400 °C ökar korrosionen drastiskt, vilket gör att så höga temperaturer inte är önskvärt [5]. Temperaturen regleras genom att kyla ångan genom insprutning av kylvatten mellan överhettarna. Kylvattnet som används tas från matarvattentanken och har ungefär temperaturen 140 °C och ett ungefärligt tryck på 85 bar [5]. I panna 1 och i pannorna 4 och 5 används två olika typer av ångtemperaturreglering och i följande avsnitt finns beskrivningar av de båda systemen .

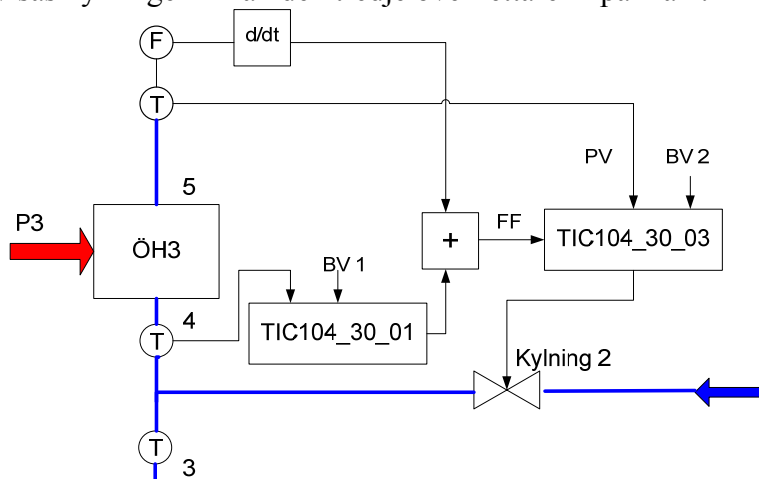
3.3.1 Panna 1

Principen för hur ångtemperaturregleringen fungerar i panna 1 kan ses i Figur 5.



Figur 5 - Ångtemperaturreglering i panna 1

Signalen från ångtemperaturgivarna efter överhettare 2 och 3 skickas till respektive ångtemperaturregulator (TIC104_20_03 och TIC104_30_03). Dessa regulatorer styr varsin ventil och reglerar på så sätt kylvattenflödet. Detta är en enkel återkopplingsreglering. Då detta examensarbete startade var inte designen av ångtemperaturregleringen i panna 1 färdig. Tanken var att återkopplingsregleringen av ångan i panna 1 skulle kompletteras med en så kallad framkopplingsreglering. Framkoppling är lämpligt att använda då en störning är mätbar. I detta fall var störningen satt till temperaturen på ångan direkt efter kylningen och derivatan på ångflödet ut ur pannan. En figur av denna reglering kan ses i Figur 6. I figuren visas kylningen innan den tredje överhettaren i panna 1.



Figur 6 - Utseendet på den framkopplingsreglering som användes i panna 1 då examensarbetet startade.

Temperaturen innan överhettaren regleras till det satta börvärdet med hjälp av regulator TIC104_30_01 och styrsignalen från denna summeras med derivatan på ångflödet. Summan går sedan in som framkopplingsreglering till regulator TIC104_30_03 som styr temperaturen ut ur pannan.

Framkopplingen fungerade inte som den skulle och gav i stort sett bara bidraget noll till TIC104_30_03. Anledningen till att detta inte fungerar kan visas med följande resonemang. En värmebalans över kylningen ger följande ekvationssystem:

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_k h_k &= \dot{m}_4 h_4 \\ \dot{m}_3 &= \dot{m}_4 - \dot{m}_k \end{aligned} \right\} \Rightarrow h_4 = h_3 - \frac{h_3 - h_k}{\dot{m}_4} \dot{m}_k$$

där:

\dot{m} = massflöde [kg/s]

h = entalpi [kJ/kg]

index 3, 4 står för punkterna 3 och 4 i Figur 6

index k = kylflöde

För att styra temperatur fyra regleras således kylflödet genom att styra ventilläget i kylventilen. Från punkt 4 till 5 tar ångan upp energi genom energiflödet P_3 .

$$\dot{m}_4 (h_5 - h_4) = P_3 \Rightarrow h_5 = \frac{P_3}{\dot{m}_4} + h_4$$

där

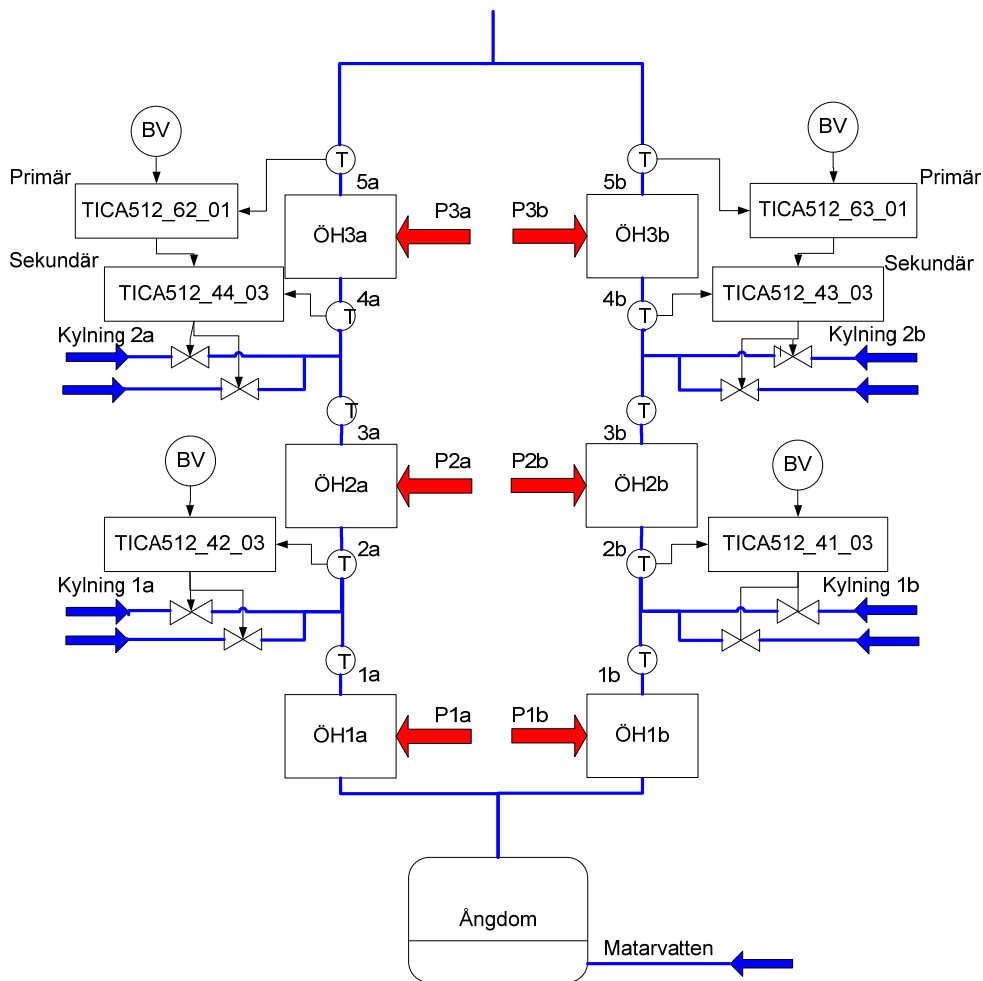
P=Effekt [kJ/s]

Index 5 står för punkt 5 i Figur 6

Entalpin i punkt 5 är en funktion av kylflödet. Detta innebär att både entalpi 4 och 5 styrs genom att reglera kylflödet. Då P_3 varierar kommer differensen $h_5 - h_4$ variera och det blir omöjligt för båda regulatorerna att reglera sina mätpunkter till respektive börvärde. Enkelt uttryckt används en styrsignal för att reglera två temperaturer vilket i regel inte går. Denna reglerstrategi kan därför inte fås att fungera tillfredsställande.

3.3.2 Panna 4 och 5

Pannorna 4 och 5 har två parallella ångstråk ut ur ångdomen och varje ångstråk har två kylinsprutningar (se Figur 7). Den första insprutningen har ett fast internt börvärde som minskas med ökad nedsmutsning efter en given tabell. Den andra insprutningen regleras med kaskadreglering. I kaskadregleringen regleras utgående temperatur i en primär regulator vars styrsignal sätter börvärdet till den sekundära regulatorn. Denna regulator reglerar temperaturen direkt efter kylvatteninsprutningen genom att styra läget på reglerventilen.



Figur 7 - Ångtemperaturregleringen i panna 5

Varje ångtemperaturreglering i pannorna 4 och 5 styr två ventiler, en mindre och en större. För låga flöden används endast den lilla ventilen men när flödet börjar närma sig det maximala flödet i den mindre ventilen börjar även den stora öppnas. Den engelska termen för detta är split range control. I samband med att den stora ventilen öppnas ändras parametrarna i sekundärregulatorn i kaskadregleringen. Då endast den mindre ventilen är öppen är förstärkningen högre än vad den är då den större ventilen också är öppen. Tvärtom gäller för integraltiden, d.v.s. då den större ventilen är öppen är integraltiden högre än när endast den mindre är öppen. Deriveringstiden hålls konstant. Att man väljer att minska förstärkningen då den större ventilen är öppen är p.g.a. att den stora ventilen ger en kraftigare processförstärkning vilket måste kompenseras för genom att minska snabbheten i regleringen.

3.4 Lastreglering

Ångflödet som önskas uppnås är den maximalt tillåtna termiska lasten för respektive panna vilket är 54,7 ton/h för panna 1 och 73 ton/h för pannorna 4 och 5. Den önskade lasten på pannorna erhålls genom att reglera bränsleinmatningen och förbränningsluften till pannan.

I panna 1 styrs bränsleinmatningen med en lastregulator och en temperaturregulator som är kopplade i kaskad. Felet mellan är- och börvärde på lasten ger en utsignal som sätter börvärdet på temperaturen i en viss punkt i eldstaden. Temperaturen mäts med en IR-temperaturmätare. Bränsleinmatningen sätts då i från- eller till-läge beroende på vad reglerfelet i eldstadstemperaturregulatorn är. Är den uppmätta temperaturen högre än börvärdet stängs bränsleinmatningen av och vice versa. När bränsleinmatningen är satt i till-

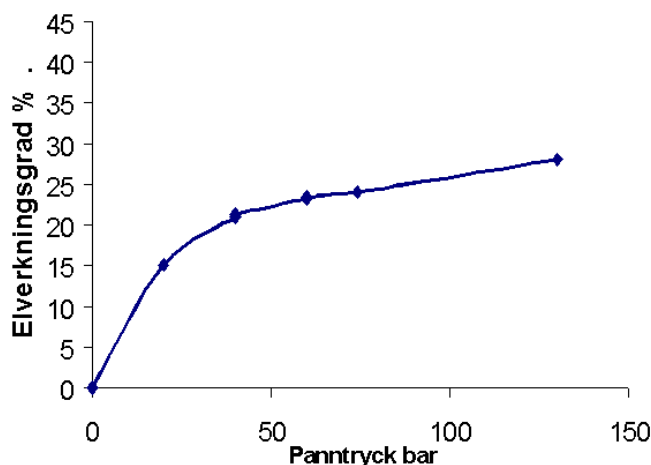
läge börjar pusher och roster röra sig och när den är i från-läge stannar pusher och roster i aktuellt läge.

Den primära förbränningsluften styrs av det satta börvärdet på lasten, d.v.s. primärluftflödet ges ett grundflöde att utgå ifrån vid ett specifikt börvärde på lasten. Vid differenser mellan börvärde och ärvärde på lasten kan primärluftflödet variera. Är flödet för lågt ökar primärluftflödet och vice versa. Sekundärluften har ett konstant värde som beror på börvärdet på lasten men kan öka med några 1000 Nm³/h om lasten är lägre än den önskade. Fördelningen av förbränningsluften över rosterzonerna styrs manuellt genom en uppskattning av bränslekvaliteten som kan sättas i tre lägen; låg, normal och hög.

I panna 4 och 5 styr lastregulatorn primärluften vilket innebär att primärluften ökas när lasten är lägre än börvärdet och vice versa. Även O₂-halten i eldstaden påverkar lasten på så sätt att O₂-halten styr både inmatningspushern och rosterhastighetern. Då det är hög halt syrgas ökar både inmatningspusherns slag per timme och rosterhastigheten. Sekundärluften är konstant och sätts efter börvärdet på lasten. [6]

3.5 Panntrycksreglering och reglering av ångturbinens avtappningar

Panntrycket är satt till 39,4 bar(g). Ett ökat panntryck ger en högre elverkningsgrad men denna ökning är dock inte speciellt hög för tryck över 40 bar vilket kan ses i Figur 8. Däremot ger en ökning av trycket ett krav på ökad godstjocklek. En dubbling i trycket ger en dubbling av godstjockleken vilket leder till ökade inköpskostnader [5].



Figur 8 - Grafen visar hur elverkningsgraden i turbinen varierar med panntrycket för några olika avfallskraftvärmeverk. [7]

På Renova styrs panntrycket med tre ånginloppsventiler till turbinen som öppnas en i taget med en viss överlappning. Trycket in till ventilerna styrs via en PID-regulator vars styrsignal styr öppningen på ventilerna.

Ångturbinen på Renova har som nämnts i avsnitt 2.2 två avtappningar som sker vid ungefär 7 och 3,5 bar. Hur dessa två avtappningar regleras sker på två olika sätt:

- Avtappning 1 regleras med en avtappningsreducerventil och en inbyggd tryckregulator som finns i turbinregulatorn [8]. Trycket i avtappningen går in som mätvärde i regulatorn och en styrsignal skickas till avtappningsventilen.

- Avtappning 2 å andra sidan regleras med hjälp av vridbara ledskenor som sitter efter avtappningspunkten. Dessa ledskenor används alltså för att bestämma hur stor mängd av inkommande ånga som ska fortsätta genom turbinen och hur mycket som ska ledas till avtappningen. Om behovet av avtappningsånga ökar, minskar trycket vilket leder till att regulatören skickar en signal till servomotorn som stryker ledskenorna. Dessa ledskenor arbetar långsamt och dessutom stegvis. Anledningen till att de regleras stegvis är för att undvika mekaniskt slitage på ledskenorna [8].

Ångan kan även gå direkt till kondensering utan att passera turbinen. Det gör den via en dumpreglerventil som öppnar när trycket ut ur pannan blir för högt, t.ex. vid ett stopp av turbinen. Hur regleringen för denna fungerar saknas det information om.

4 Modelleringsverktyg

Modelleringen i det här examensarbetet har som tidigare nämnts skett i programmet Dymola som arbetar med programmeringsspråket Modelica.

4.1 Modelica

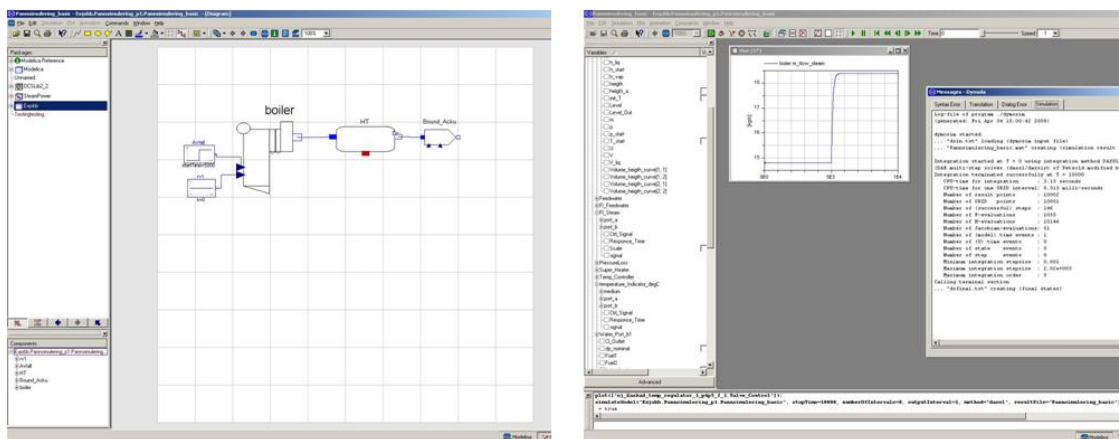
Modelica är ett objektorienterat programmeringsspråk som kan användas för att lösa differentiella, algebraiska och diskreta ekvationssystem. Det är ett lämpligt verktyg då stora, komplexa, fysikaliska system ska modelleras. Då ekvationssystemen anges måste inte de sökta variablerna lösas ut eftersom Modelica löser ut de variabler som är obekanta. En annan praktisk egenskap hos Modelica är att den inbördes ordningen på ekvationerna inte har någon betydelse. Ur angivna ekvationer sätts ekvationssystem upp och dessa löses samtidigt, utan någon given exekveringsordning. Modelica har även en arvsstruktur som gör det möjligt att återanvända gamla modeller genom att länka till dessa vid modelluppbyggnaden [9].

4.2 Dymola

Dymola, som är utvecklat av Dynasim AB, hanterar Modelica grafiskt och förenklar därmed programmeringen. Dymola är uppbyggt av två huvuddelar, programmeringsfönstret och simuleringsfönstret (se Figur 9).

I programmeringsfönstret, som består av en textredigerare och en grafisk redigerare finns möjligheten att göra egna modellbibliotek och skapa egna symboler för modeller. Programmet använder sig av ett ”klicka och dra”-system där befintliga modeller dras ut i det grafiska arbetsfönstret och komponenter kopplas ihop genom att dra linjer mellan dessa. I textredigeraren kan modeller skapas och anpassas genom programmering i modelicakod. Den vänstra figuren i Figur 9 visar programmeringsfönstret.

I simuleringsfönstret simuleras modellerna och resultatet åskådliggörs i grafer. Alla variabler och konstanter kan hittas i ett trädidiagram i den vänstra delen av fönstret och plottas mot tiden, som bestämts innan simuleringen startats. När simuleringen startas öppnas ett fönster som visar hur simuleringen fortgår. Skulle simuleringen inte gå att genomföra visas felmeddelanden vilket underlättar redigeringen av modellen. Den högra figuren i Figur 9 visar simuleringsfönstret.



Figur 9 – Programmeringsfönstret (till vänster) och simuleringsfönstret (till höger) i Dymola

4.3 Modellbibliotek

Modellbibliotek används för att förenkla modellbyggandet i Dymola. Istället för att varje gång bygga en modell från grunden kan gamla modeller sparas i modellbiblioteken och återanvändas. Med Dymola följer standardbiblioteket Modelica Standard Library som bl.a.

innehåller några välbehövliga konstanter, SI-enheter och matematiska funktioner, men även ett mediebibliotek kallat Modelica.Media. Modelica.Media innehåller mediemodellen WaterIF97. För olika tryck och entalpi tar mediemodellen fram övriga egenskaper såsom densitet, värmekapacitet, viskositet etc. Modelica.Media har använts i alla enheter där vatten ingår.

Förutom de komponenter som finns i Modelica så har Solvina ett eget modellbibliotek kallat SteamPower. Detta modellbibliotek har utvecklats under olika projekt som Solvina deltagit i och innehåller bl.a. modeller för turbiner, ventiler, pannor, tankar och rör.

5 Modellering

Uppgiften var att bygga en modell av ångpannorna och ångturbinen på Renova med tillhörande regulatorer.

I SteamPower fanns en enklare variant av en ångpanna och denna har varit stommen i den byggda modellen. Ångpannemodellen som gjorts består av följande huvudkomponenter:

- Förbränningsmodell
- Överhettare och ekonomisers
- Ångdom
- Ventiler

Ångturbinmodellen består av turbinmodeller i tre steg med avtappningar. Dessutom har regulatorer som kontrollerar tryck, domnivå, flöde och temperaturer modellerats. Nedan beskrivs de olika komponenterna.

5.1 Förbränningen

Medelvärde för värmevärdet på avfallet som förbränns är 10,9 MJ/kg. Detta bränsle ska användas för att producera 15 ton ånga per timme i panna 1 och 22 ton ånga per timme i pannorna 4 och 5. Den mängd bränsle som behövs beror på effekten som krävs för att producera den önskade mängden ånga. I modellen beror effekten av bränsleflödet och värmevärdet enligt följande ekvation:

$$P_{\text{bränsle}} = H\dot{m}_{\text{bränsle}} \quad (\text{Ekv. 4})$$

där:

H = värmevärdet [MJ/kg]

$\dot{m}_{\text{bränsle}}$ = bränsleflödet [kg/s]

Genom värmebalanser från driftdata kan beräkningar göras över hur mycket av den inkommande effekten som går till respektive värmeupptagande enhet. Den effekt som tas upp av vattnet kan beskrivas med

$$P_{\text{upptaget}} = \dot{m}_s (h_2 - h_1) \quad (\text{Ekv. 5})$$

där:

P_{upptaget} = effekten som tas upp av vattnet [kW]

\dot{m}_s = vattenflödet [kg/s]

h = entalpi på vattnet [kJ/kg]

Index 1 och 2 står för in respektive utlopp

Flödet läses ur driftdata och entalpin erhålls från ångtabeller för givet tryck och temperatur.

Andelen tillförd effekt som tas upp i respektive värmeupptagande enhet har antagits konstant och anges i modellen. Fördelningen av den tillförda effekt som går till de olika värmeupptagande enheterna bestäms med följande ekvation:

$$X_i = \frac{P_{\text{upptaget}}}{P_{\text{bränsle}}} \quad (\text{Ekv. 6})$$

där X_i är halten av inkommande bränsleeffekt som går till respektive enhet. Detta värde har angetts i modellen för att fördela effekten så som den fördelar sig på anläggningen.

5.2 Överhettare och ekonomisers

Överhettare och ekonomisers modelleras som tankar med ideal omrörning. Det inkommande flödet tar upp värmeeffekt från förbränningen, P_{upptaget} , enligt (Ekv. 6). Tanken ges också en volym och en massa för att modellera trögheten i värmeupptagningen. Det nya tillståndet beräknas genom en värmebalans över tanken:

$$\frac{d}{dt}(\rho_s h_s V + c_p m_{OH} T) = P + \dot{m}_{s,1} h_{s,1} - \dot{m}_{s,2} h_{s,2} \quad (\text{Ekv. 7})$$

där:

ρ = densitet [kg/m³]

h = entalpi [kJ/kg]

V = Överhettarvolym

c_p = specifik värmekapacitet för överhettaren [kJ/(kgK)]

m_{OH} = överhettarmassa

T = temperatur [K]

P = överförd effekt från eldstaden [kW]

\dot{m} = massflöde [kg/s]

Index 1 och 2 är in respektive utlopp och s står för ånga

För varje överhettare måste volymen och massan på den anges. Massflödet ut från överhettaren skickas in i en tryckfallsmodell som representerar de tryckförluster som uppstår i överhettarna. Tryckförlusten ses som adiabatisk, det vill säga ingen energi förloras eller tas upp av flödet då trycket minskar, och beräknas med följande ekvation:

$$\Delta p = l g \rho + C l \dot{m}^2 \quad (\text{Ekv. 8})$$

där:

Δp = tryckfallet [Pa]

l = rörlängd [m]

g = tyngdaccelerationen [m/s²]

ρ = densiteten på ångan [kg/m³]

Cl = förlustkoefficient [Pa/(kg/s²)]

Värdet på Cl och l har anpassats efter mätdata för att åstadkomma den önskade tryckförlusten genom ångstråket. Ekvationen har sitt ursprung i Bernoullis ekvation med friktionsförluster inkluderat.

Utöver detta måste även tankar läggas in där blandningen av kylvatten och ånga sker. När kylvattnet blandas med ångan uppstår trögheter i värmeöverföringen som beror på massan och volymen där omblandningen sker. Därför ges omblandningspunkterna en massa och en volym.

5.3 Ventiler

Modeller för både ång- och vätskeventiler har utvecklats i ett tidigare examensarbete på Solvina [10] och finns i SteamPower. I dessa modeller måste ventilkoefficienten, K_v , anges och den definieras som den mängd vatten av 15 °C som kan passera genom ventilen vid 1 bars tryckfall. I amerikansk litteratur används ventilkoefficienten C_v [USGallon/min/(psi^{0.5})], där $C_v = 1,17K_v$. Ventilkoefficienten ger alltså ett förhållande mellan tryckfall och flöde.

Då ventilkoefficienten är bestämd kan massflödet genom ventilen beräknas. Detta sker på olika sätt beroende på om det är vätska eller ånga som flödar genom ventilen. Då ventilen hanterar vätska används följande ekvation för att beräkna massflödet:

$$\dot{m} = C_v N_6 F_p \sqrt{(p_1 - p_2) \rho} \quad [\text{kg/s}] \quad (\text{Ekv. 9})$$

Då ånga är det strömmande mediet används ekvationen:

$$\dot{m} = C_v N_6 F_p Y \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho} \quad [\text{kg/s}] \quad (\text{Ekv. 10})$$

där:

ρ = mediets densitet

p = tryck

$N_6 = 0,075833$, Skalningsfaktor

F_p = Rörgeometrifaktorn

$Y = 1 - \frac{x}{3F_k x_T}$ = Expansionsfaktor, definierad som förhållandet mellan flödeskoefficienten för

en gas och en vätska vid samma Reynoldstal

$F_k = \frac{\kappa}{1.4}$ = specifik värmeförhållandefaktor

κ = Specifikt värmeförhållande

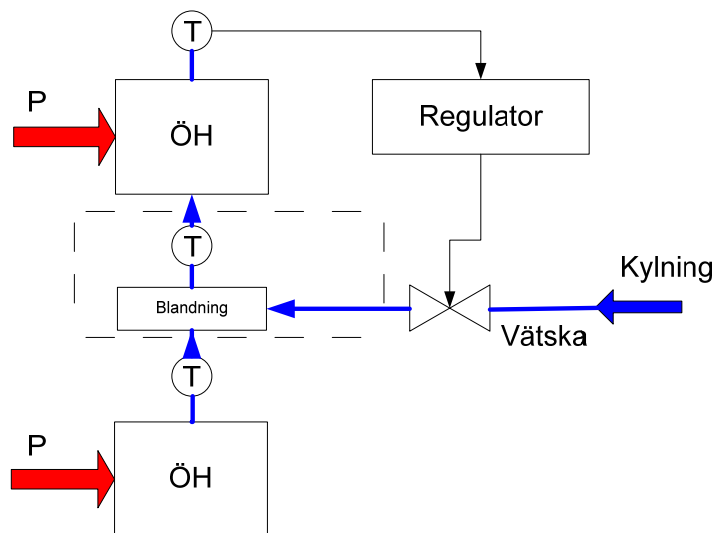
x = Relativa tryckfallet, förhållandet mellan tryckfallet och trycket in i ventilen.

x_T = Tryckfallsförhållandefaktor för ventiler utan påverkande objekt vid inloppet.

Index 1 och 2 indikerar in respektive utlopp

Rörgeometrifaktorn används då ventilerna har en annan diameter än det rör som fluiden går igenom. I detta examensarbete antas att diametrarna för rör och ventil är lika för alla ventiler vilket innebär att geometrifaktorn är 1.

I kylventilerna är inkommande medium vätska. På utgående sida av ventilen blandas kylvattnet med ånga vilket ger ånga med en ny temperatur. Hela blandningsvolymen kommer få denna temperatur vilket innebär att det modelleringsmässigt är ånga på utgående sida av ventilen.



Figur 10 - Figuren visar hur blandningspunkten ser ut. Inom den streckade linjen ser Dymola det som en och samma volym. Detta innebär att modelleringsmässigt är det ånga på utgående sida av reglerventilen, med samma tillstånd som i blandningspunkten.

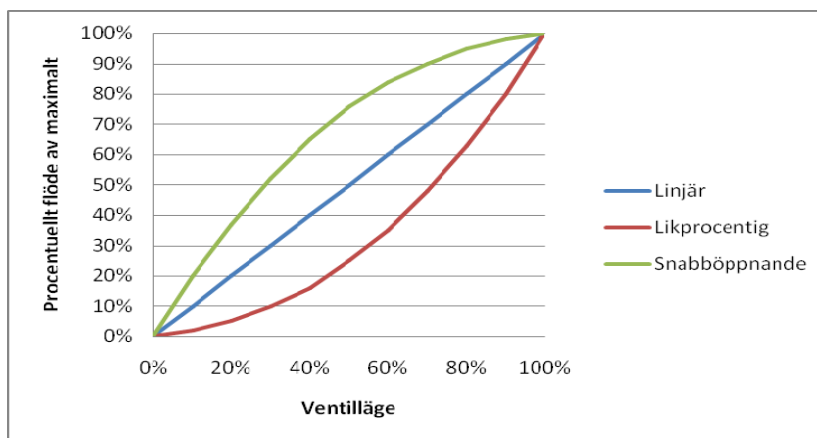
När en vätska passerar genom en ventil kan en del av vätskan förångas ifall trycket i halsen av ventilen faller till vätskans ångtryck. Detta orsakar bubbelbildning. Trycket i halsen är lägre än i utloppet och då bubblorna rör sig mot utloppet imploderar de. Detta orsakar höga ljud och skador på godset. Om denna kavitation fortsätter nås till slut kritiskt flöde. Eftersom det i modellen är vätska på ena sidan av ventilen och ånga på den andra finns det risk att det i modellen uppstår kritiskt flöde. Då kritiskt flöde uppstår ökar den specifika volymen på vätskan vilket leder till att massflödet genom ventilen beräknas med följande ekvation:

$$\dot{m} = C_v N_6 F_p \sqrt{\Delta p_{\max} \rho} \quad [\text{kg/s}] \quad (\text{Ekv. 11})$$

Eftersom det i den verkliga anläggningen är vätska på båda sidor av ventilen, och kritiskt flöde inte uppstår, användes en enklare vätskeventil som utvecklades under ovan nämnda examensarbete [10]. Denna tar inte hänsyn till kritiskt flöde eller rörgeometri men ska fungera tillräckligt bra för att beskriva det dynamiska beteendet hos ventilen. I denna modell uttrycks massflödet med:

$$\dot{m} = C_v N_6 F_p 0.667 \sqrt{F_k x_T \cdot p_1 \cdot \rho} \quad [\text{kg/s}] \quad (\text{Ekv. 12})$$

Även ventilsens karakteristik måste uttryckas. Ventilkaraktäristiken beskriver hur flödet ökar med ökad öppningsgrad och tre olika typer kan ses i Figur 11.



Figur 11 - Figuren visar tre olika typer av ventilkaraktäristik

För att ventilmodellen ska kunna användas i dynamiska studier krävs också en modell för ett ställdon som styr öppningen på ventilen. Den regulator som styr ventilen skickar en insignal till ställdonet. Förändringshastigheten i ställdonets position, $\frac{d(\text{position})}{dt}$, begränsas av den ekvation som ger det minsta värdet av följande ekvationer:

$$\frac{d(\text{position})}{dt} = \frac{1}{\text{öppningstid}} \quad (\text{Ekv. 13})$$

$$\frac{d(\text{position})}{dt} = \frac{\text{positioninsignal} - \text{position}}{\text{accelerationstid}} \quad (\text{Ekv. 14})$$

där:

position = ställdonets position

öppningstid = tiden från helt stängd till helt öppen ventil [s]

positioninsignal = styrsignalen från reglerventilen

accelerationstid = Tidskonstant vid ändringar i insignal [s]

5.4 Ångdomen

I SteamPower finns en enkel variant av en ångdom där nivån ges som en funktion av andelen ånga i domvolymen. En ny modell utvecklades som tar hänsyn till den ångmängd som finns i stigtuberna hos domen (se avsnitt 3.2). Ångdommodellen är baserad på en modell av Åström och Bell [11].

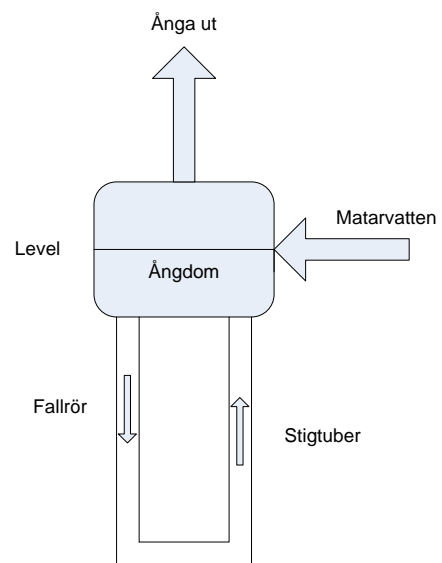
Över hela domsystemet ställs mass- och energibalanser upp:

$$\frac{d}{dt} [\rho_s h_s V_{st} + \rho_w h_w V_{wt} + m_t c_p T + p V_t] = P + \dot{m}_{fw} h_{fw} - \dot{m}_s h_s \quad (\text{Ekv. 15})$$

$$\frac{d}{dt} [\rho_s V_{st} + \rho_w V_{wt}] = \dot{m}_{fw} - \dot{m}_s \quad (\text{Ekv. 16})$$

där:

- ρ_s = densitet på ångan [kg/m³]
- ρ_w = densitet på vätskan [kg/m³]
- h_s = entalpin på ångan [kJ/kg]
- h_w = entalpin på vätskan [kJ/kg]
- V_{st} = total ångvolym [m³]
- V_{wt} = total vätskevolym [m³]
- V_t = totalvolym för hela förångningssystemet [m³]
- m_t = total metallmassa [kg]
- c_p = specifik värmekapacitet för metallen [kJ/(kgK)]
- T = temperatur på metallen [K]
- p = tryck i förångningssystemet [Pa]
- P = tillförd effekt till förångningssystemet [kW]
- \dot{m}_{fw} = massflödet till domen [kg/s]
- \dot{m}_s = ångflöde ut ur domen



Figur 12 - Skiss av en ångdom

Den totala mängden ånga i systemet, V_{st} , beräknas med

$$V_{st} = V_{drum} - V_{w,drum} + \overline{\alpha}_V V_r \quad (\text{Ekv. 17})$$

och den totala mängden vätska, V_{wt} , är

$$V_{wt} = V_{w,drum} + V_{dc} + (1 - \overline{\alpha}_V) V_r \quad (\text{Ekv. 18})$$

där:

- V_{drum} = domvolym [m³]
- $V_{w,drum}$ = vätskevolym i domen [m³]
- V_r = stigtubsvolym [m³]
- V_{dc} = fallrörsvolym [m³]
- $\overline{\alpha}_V$ = medeltalet av ångvolymfraktion i stigtuberna [-]

För att kunna beskriva nivåns beteende måste även distributionen av ånga beskrivas. Ångfraktionen varierar längs med stigtuberna och ett antagande görs att den variationen är linjär längs med tuberna. Enkelt uttryckt betyder det att ångmassfraktionen,

$$\alpha_M(\xi) = \alpha_{M,r}\xi, \quad 0 < \xi < 1 \quad (\text{Ekv. 19})$$

där

ξ = en normaliserad längdkoordinat över stigtuberna

$\alpha_{M,r}$ = ångmassfraktionen ut ur stigtuberna

α_M = massfraktionen i en viss punkt i stigtuberna.

Över stigtuberna görs mass- och energibalanser precis som i fallet med hela domen.

$$\frac{d}{dt} [\rho_s \overline{\alpha}_V V_r + \rho_w (1 - \overline{\alpha}_V) V_r] = \dot{m}_{dc} - \dot{m}_r \quad (\text{Ekv. 20})$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} [\rho_s h_s \overline{\alpha}_V V_r + \rho_w h_w (1 - \overline{\alpha}_V) V_r + m_r c_p T + p V_r] = \\ = P + \dot{m}_{dc} h_w - \alpha_{M,r} \dot{m}_r h_s - (1 - \alpha_{M,r}) \dot{m}_r h_w \end{aligned} \quad (\text{Ekv. 21})$$

där:

\dot{m}_{dc} = massflödet in till stigtuberna [kg/s]

\dot{m}_r = massflödet ut ur stigtuberna [kg/s]

Ångmassfraktionen ut ur stigtuberna, $\alpha_{M,r}$, förhåller sig till medelmassfraktionen enligt

$$\overline{\alpha}_V = \frac{\rho_w}{\rho_w - \rho_s} \left[1 - \frac{\rho_s}{(\rho_w - \rho_s) \alpha_{M,r}} \ln \left(1 + \frac{\rho_w - \rho_s}{\rho_s} \alpha_{M,r} \right) \right] \quad (\text{Ekv. 22})$$

Till sist behövs flödet genom fallrören och det erhålls genom följande ekvation.

$$\overline{\alpha}_V V_r (\rho_w - \rho_s) = \frac{1}{2} k \dot{m}_{dc}^2 \quad (\text{Ekv. 23})$$

där k är en friktionskonstant [$(\text{m}^3/\text{s}^2)^{-1}$]. Nivån i domen beskrivs sedan med uttrycket

$$l = A_d V_{w,drum} + c \overline{\alpha}_V V_r \quad (\text{Ekv. 24})$$

där:

A_d = ytarean vid den givna nivån [m^2]

c är en viktningsfaktor som väljs så att det beskriver nivån bäst [-]

Vid beräkningarna antas att jämvikt har uppstått mellan vätskan och ångan.

För att kunna använda den här modellen krävs att volymerna på domen, fallrören och stigtuberna, den totala metallmassan, metallmassan hos stigtuberna, den specifika värmekapaciteten för metallen och friktionskonstanten är kända. Densiteterna, entalpierna och temperaturen är funktioner av trycket.

5.5 Ångturbinen

Färdiga modeller för ångturbiner finns i Solvinas dymolabibliotek SteamPower och har utvecklats i ett tidigare examensarbete på Solvina [10]. Modellen använder stodlaekvationen för att beräkna massflödet genom turbinen. Den är:

$$\dot{m} = C_t \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right)^{0.5} \quad (\text{Ekv. 25})$$

där:

\dot{m} = massflödet genom turbinen [kg/s]

C_t = stodolas turbinkonstant [s·m·K^{0,5}]

p = absoluttryck [Pa]

T = temperatur [K]

Index 1 och 2 står för in- respektive utlopp.

Några antaganden måste göras för att stodolaekvationen ska kunna användas.

- Produkten av volymiteten och trycket antas vara konstant.
- Produkten av flödestvärsnittet och flödeskoefficienten är konstant genom hela turbinen.
- Antalet skovelsteg i turbinen är så många att tryckskillnaden mellan två närliggande skovelsteg kan antas vara liten [10].

Modellen tar även hänsyn till inre förluster. Verkningsgraden för en turbin beskrivs som kvoten mellan det verkliga och det isentropa turbinarbetet. Det isentropa turbinarbetet är det största möjliga arbetet vid adiabatisk expansion. Uttrycket för verkningsgraden är:

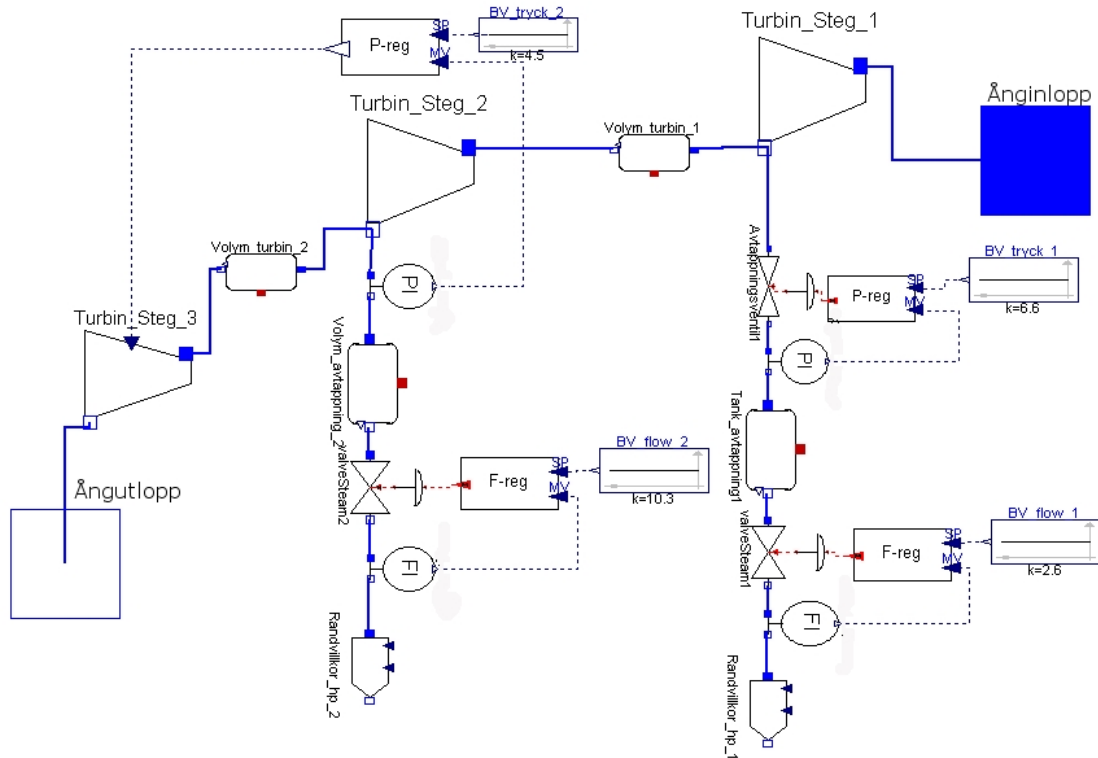
$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2is}} \quad (\text{Ekv. 26})$$

där:

$h_1 - h_2$ = det verkliga arbetet

$h_1 - h_{2is}$ = det isentropa arbetet

För att modellera ångturbinen på Renova används denna turbinmodell för att modellera vardera steg i turbinen. I Figur 13 visas de tre turbinstegen (betecknat turbinsteg 1, 2 och 3) och de två avtappningarna. Kvadraterna som betecknas ånginlopp och ångutlopp är portar i SteamPower och används för att förbinda två flöden av vatten eller ånga. Dessa inloppsportar och utloppsportar finns i alla komponenter som innehåller vatten eller ånga.



Figur 13 - Dymolamodell för Renovas ångturbin

Från utloppsporten efter turbinsteg 1 och 2 dras två strömmar. Den ena strömmen går vidare till det följande steget i turbinen och den andra är avtappingsflödet. Trycket i den första avtappningen på Renova regleras med hjälp av en avtappingsreducerventil som nämns i avsnitt 3.5. Denna ventil styrs av en tryckregulator betecknad P-reg i modellen och har börvärde 5,6 bar g. Ledskeneregleringen på den andra avtappningen har i modellen simulerats genom att i turbinsteg 3 styra stodolakonstanten. Stodolakonstanten kan beskrivas som en form av omvänt flödesmotstånd. Ökar motståndet i steg 3, d.v.s. stodolakonstanten minskar, kommer trycket att öka i turbinsteg 2. Börvärdet i denna regulator är 3,5 bar(g) och beroende på reglerfelet varierar stodolakonstanten.

Vid båda avtappningarna sitter även en flödesregulator (F-reg) som reglerar den last som krävs ut ur turbinen.

Slutligen krävs randvillkor i slutet av varje flöde för att kunna lösa ekvationssystemen. Dessa betecknas som randvillkor_hp i figuren och bestämmer ångans entalpi och tryck i respektive punkt.

Som nämnts i avsnitt 3.5 finns det även en dumpventil som öppnas då trycket blir för högt. Vad börvärdet är inställt på är oklart. I modellen är det dock satt till 41 bar(g).

6 Verifiering

Innan modellerna kunde användas för regleroptimering behövde de verifieras. Detta gjordes genom att jämföra modellerna med olika tester på den verkliga anläggningen på Renova. De tester som gjordes var stegsvarstester där börvärdet för olika regulatorer ändrades i ett steg, vilket ger ändrade styrsignaler från dem. Detta ger i sin tur andra processvärden. Samma tester gjordes sedan i modellerna. För att efterlikna resultaten från testerna på anläggningen ställdes olika parametrar in i modellerna för att få liknande beteende som på anläggningen i form av överslängar, regulatorstyrsignaler och tidskonstanter.

Tidskonstanten för ett första ordningens system är tiden det tar för mätvärdet att ändra sig med 63 % från startvärdet. Ett andra ordningens system kan approximeras som ett första ordningens system med dödtid och tidskonstanten blir då tiden från det att dödtiden är slut till dess att temperaturen ändrat sig med 63 %. Denna approximation kan dock inte göras då dämpningen i systemet är för låg.

Börvärden ändrades på regulatorerna som styr ångtemperaturer, last och domnivå. Resultaten från testerna på anläggningen hämtades i programmet Optimax på Renova som sparar trenddata på olika variabler i processen. På ångturbinen gjordes inga tester, så modellen av den har inte verifierats. Däremot gjordes tester på ångturbinmodellen för att se att regleringen svarar på önskat sätt. Slutligen gjordes ett test där turbinen trippar och det studerades hur detta påverkade resten av modellen.

6.1 Ångtemperaturer

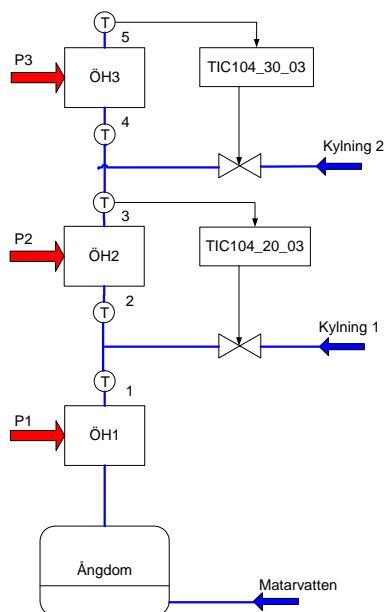
Stegändringar gjordes på börvärden för ångtemperaturerna på både panna 1 och panna 5. När börvärdet ändras kommer styrsignalen från ångtemperaturregulatorn att ändras för att minska felet mellan bör och ärvärde vilket skickar en ändrad signal till kylvattenventilen. Detta leder till att ärvärdet ändras. Förändringen i ärvärde och styrsignal från regulatorn ska följa samma beteende i modellen givet samma reglerparametrar och detta görs genom att ställa in olika parametrar. Dessa är:

- Överhettarmassa och volym
- Kylpunktsmassa och volym
- Kylventilkoefficient och karaktäristik

Eftersom panna 4 är likadan som panna 5 gjordes inga tester på denna.

6.1.1 Panna 1

Panna 1 hade när examensarbetet startade, och som nämnts i avsnitt 3.3.1, så kallad framkopplingsreglering av ångtemperaturen. Framkopplingen togs sedan bort vilket innebar att ångtemperaturen ut ur de två överhettaren styrdes genom att mäta dessa och kyla ångan före överhettarna med kylvatten (se Figur 14).



Figur 14 - Ångtemperaturreglering i panna 1

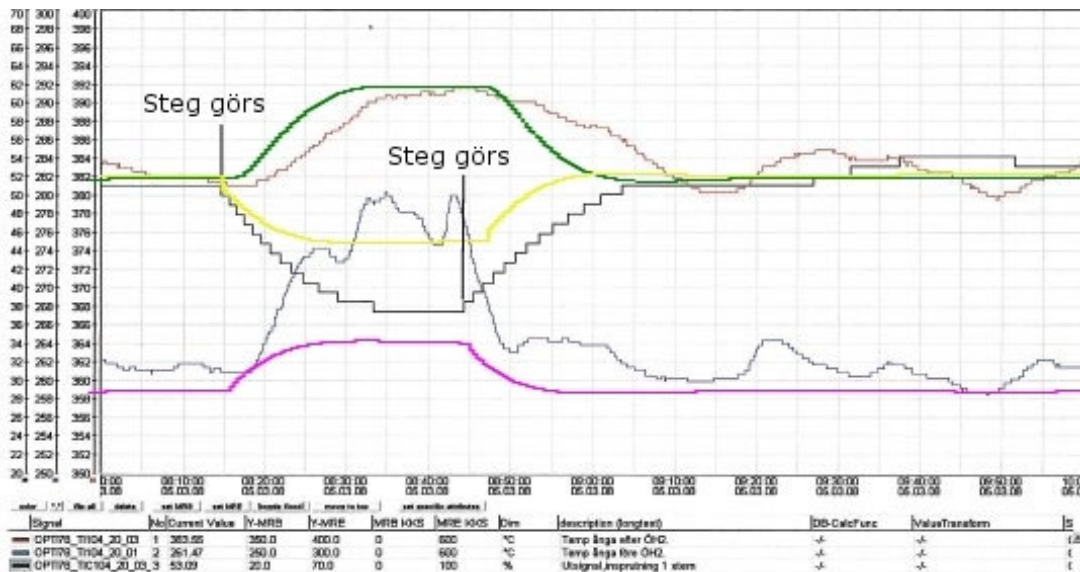
I fortsättningen av denna rapport kommer temperaturen ut ur den första överhettaren betecknas som T1 där T står för temperatur och 1 för punkten 1 i Figur 14. Temperaturen in till den andra överhettaren betecknas således T2 med samma resonemang.

TIC104_20_03

Ångtemperaturregulator TIC104_20_03 som styr temperatur 3 har förstärkningen 0,78 och integraltiden 80,03 sekunder. Ventilens K_v -värde är 1,0 med linjär ventilkarakteristik.

Då testet gjordes var börvärdet 382 °C och detta höjdes i ett steg till 392 °C. Temperaturen ut ur överhettare 1 var då testet genomfördes ungefär 336 °C.

Figur 15 visar resultatet från testet på anläggningen och i modellen. Den svarta och den lila linjen i figuren är styrsignalen från TIC104_20_03 på anläggningen respektive i modellen. Dessa svarar direkt på en förändring i börvärde på regulatorn, d.v.s. börvärdesstegen gjordes vid de tidpunkter då styrsignalerna startade sjunka respektive öka. Den rödbruna och den gröna linjen är temperaturen ut ur överhettare 2 på anläggningen respektive i modellen. Den blå och den gula linjen är temperaturen in till överhettare 2 på anläggningen respektive i modellen. De vertikala axlarna är från vänster till höger regulatorstyrsignal (%), temperatur innan överhettaren (°C) respektive temperatur efter överhettaren (°C).

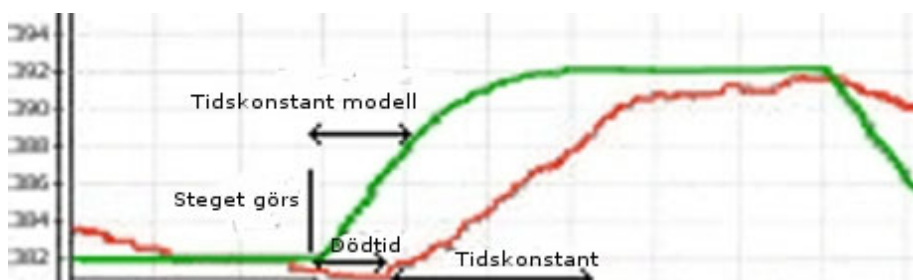


Figur 15 - Stegsvår på TIC104_20_03 där börvärdet på temperatur 3 ökas från 382 till 392°C. Blå = T2 (Renova), Röd = T3 (Renova), Svart = Styrsignal TIC104_20_03 (Renova), Gul = T2 (modell), Grön = T3 (modell), Lila = Styrsignal TIC104_20_03 (modell). Varje ruta i grafen motsvarar 5 minuter vilket innebär att hela figuren motsvarar ett tidsomfång på 2 timmar.

Som kan ses i Figur 15 finns det en kraftig tröghet i värmeöverföringen på anläggningen. Temperatur 3 (röd linje), d.v.s. temperaturen ut ur överhettare 2 på anläggningen, har en dödtid på ca fyra minuter innan den svarar på den ändrade styrsignalen. Även temperatur 2 (blå linje), d.v.s. temperaturen direkt efter kylningen. Att båda temperaturerna har en dödtid tyder på att regulatören har hamnat i ett läge där en ändrad styrsignal inte påverkar ventilläget. Detta beror på att det är glapp i ventilen eller den kärvar.

Glapp innebär att det blir intervall i insignalen till ventilens ställning som inte ger en förändring i ventilläge. Styrsignalen kan röra sig fritt utan att påverka ventilläget [4]. Då en ventil kärvar fastnar ventilläget i ett visst läge vilket leder till stegvisa förändringar av ventilläget.

Det tar ungefär 900 sekunder från dess att steget gjorts till att temperatur 3 har nått 63 % av förändringen (se Figur 16). Med en dödtid på ungefär 250 sekunder blir tidskonstanten 650 sekunder. Modellen för överhettaren har dock ingen dödtid och tidskonstanten är ca 400 sekunder.



Figur 16 - Figuren visar hur snabbt det går för temperatur 3 att ställa in sig vid en stegändring på Renova respektive i modellen. Figuren är urklipp ur Figur 15.

Formen på kurvan för temperatur 3 på anläggningen i Figur 15 tyder på att temperaturen efter överhettaren ger en respons av ett andra ordningens system på ändrad styrsignal, medan temperaturen innan överhettaren ser ut som ett första ordningens system. För att uppnå utseendet av ett andra ordningens system har både blandningspunkten och överhettaren getts en massa och volym i modellen (se översiktsbild i avsnitt 5.2). Detta gör alltså att reglerventilen och temperatur 3 är skiljda åt med två volymer. Massorna i blandningspunkten

respektive överhettaren har satts till 2 respektive 10 ton och volymerna har uppskattats till 5 respektive 15 kubikmeter. Ökas volymerna eller massorna ytterligare, vilket skulle ge en längre tidskonstant i modellen, blir det överhängar på styrsignalen och temperaturerna som inte uppstod i testerna på anläggningen. Vad de sanna värdena är på volymerna och massorna är svårt att säga, utan dessa värden har satts för att få ett så likartat beteende i modellen som på anläggningen.

Temperatur 2 i testet på Renova har en mycket större temperaturförändring än vad som erhålls i simuleringen. Detta har sin förklaring i att modellen har konstant värmeöverföring oavsett temperatur på ångan. I verkligheten påverkas värmeöverföringen av ångtemperaturen. Då temperaturen på ångan ut ur överhettaren ökar från 382 °C till 392 °C minskar temperaturdifferensen mellan utgående ånga ur överhettaren och inkommande avgaser. Detta gör att avgaserna får mindre möjlighet att föra över värme till ångan. Då ång- och avgastemperaturerna närmar sig varandra minskar den drivande kraften i värmeöverföringen vilket leder till att den tillförda effekten till överhettaren minskar. Detta skulle kunna förbättras med en mer utvecklad modell.

Ventilen har getts K_v -värde 2,2 istället för 1,0 för att få styrsignalen att hamna i samma storleksordning som på anläggningen. Styrsignalen sjunker inte lika mycket i modellen vid stegändringen. En anledning till detta skulle kunna vara att ventilen på Renova inte är helt linjär.

Under examensarbetets gång upptäcktes att flödesmätaren vid den första kylvatteninsprutningen på Renova visar värden som inte riktigt stämmer med modellen. I Tabell 1 visas medelvärden för panna 1 på Renova timmen innan steget gjordes på TIC104_20_03. Temperaturen på ångan som kyls till 261,6 °C är 337 °C och har ångflöde 14,09 kg/s. Detta ger ett kylvattenflöde på Renova på 0,62 kg/s men en energibalans ger ett kylvattenflöde på ungefär 1,5 kg/s (appendix 10.1.1). Energibalansen ger samma värde som simuleringen i Dymola.

	Ångflöde, ut [kg/s]	Ångflöde till kylning [kg/s]	Kylvattenflöde [kg/s]	Styrsignal kylvattenregulator [%]	Temperatur in (°C)	Temperatur ut (°C)
Medel	15,08	14,09	0,62	49,8	337,2	261,6

Tabell 1 – Medelvärde på olika mätvärden för en timmes körning på Renova

Detta skulle kunna tyda på att flödesmätaren ger ett felaktigt värde. Ventilen som används har K_v -värde 1,0 och med ett tryckfall från 86 bar(a) till 45 bar(a) ger den ett maxflöde på ventilmodellen som är ungefär 1,6 kg/s. Detta är ungefär lika stort som det beräknade värdet på flödet som krävs för att åstadkomma kylningen (appendix 10.1.2). Detta skulle innebära att ventilen skulle ligga på maximalt värde men som kan ses i Tabell 1 så ligger medelvärdet på styrsignalen under denna period på 49,8%. Det finns dock osäkerheter i hur bra K_v -värdet i modellen stämmer mot verkligheten.

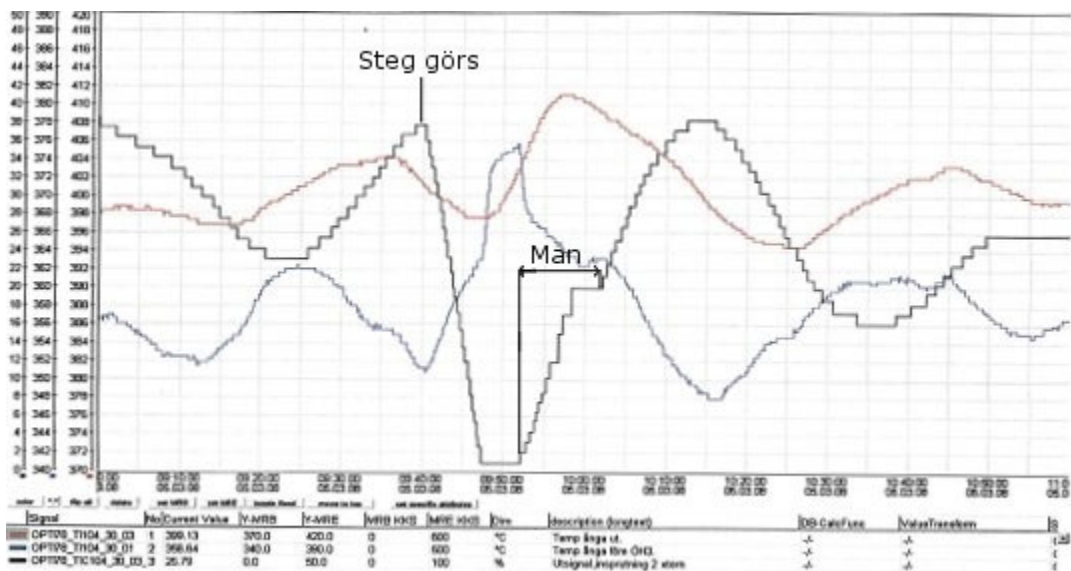
En teori skulle också kunna vara att temperaturgivaren innan kylningen visar ett för högt värde. En energibalans med det från Renova hämtade kylvattenflödet ger att temperaturen i punkt 1 skulle vara 291 °C (appendix 10.1.3) alltså ca 46 °C lägre än vad givaren säger.

Sammanfattningsvis kan det sägas att det är någon givare som ger ett felaktigt värde. Eftersom flöden är svårare att mäta än temperaturer är den troliga orsaken till felet att flödesgivaren ger fel värde.

TIC104_30_03

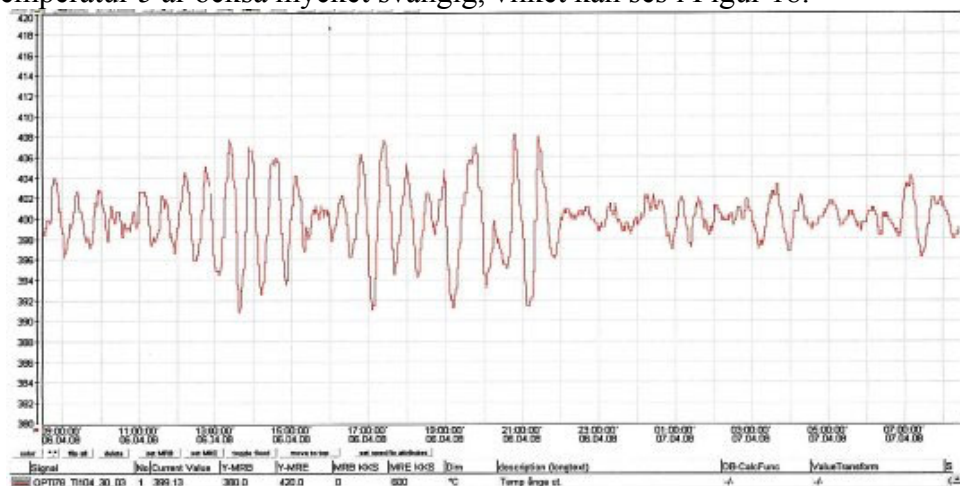
Börvärdet på ångtemperaturregulator TIC104_30_03 är ångtemperaturen ut ur panna (T5 i Figur 14) och är som tidigare nämnts 400°C. Regulatorm har förstärkning 1,2 och integraltid 38,42 sekunder. Den reglerar alltså snabbare än vad TIC104_20_03 gör. Ventilen har K_v-värde 1,0, d.v.s. den är lika stor som ventilen vid den första kylningen. Vid testet av regulatorm ändrades börvärdet i ett steg från 400 till 415 °C.

Figur 17 visar resultatet från testet på Renova. Den svarta linjen är styrsignalen från TIC104_30_03, den blå linjen är ångtemperatur 4 och den röda linjen är ångtemperaturen 5.



Figur 17 - Stegvarstest på börvärdet för T5 på panna 1 på Renova. Blå = T4, Röd = T5, Svart = Styrsignal TIC104_30_03. En ruta i grafen motsvarar fem minuter vilket ger ett totalt tidsomfång på två timmar.

Då steget gjordes sjönk styrsignalen från regulatorm direkt ner till 0 % innan temperaturen ut ur panna hunnit svara på den sänkta styrsignalen (se Figur 17). Börvärdet sattes då återigen till 400° C och regulatorm sattes i manuell för att inte riskera att temperaturen skulle skena iväg och nå varningsgränsen 420 °C. Testet visar dock att regulatorm reglerar för fort och temperatur 5 är också mycket svängig, vilket kan ses i Figur 18.

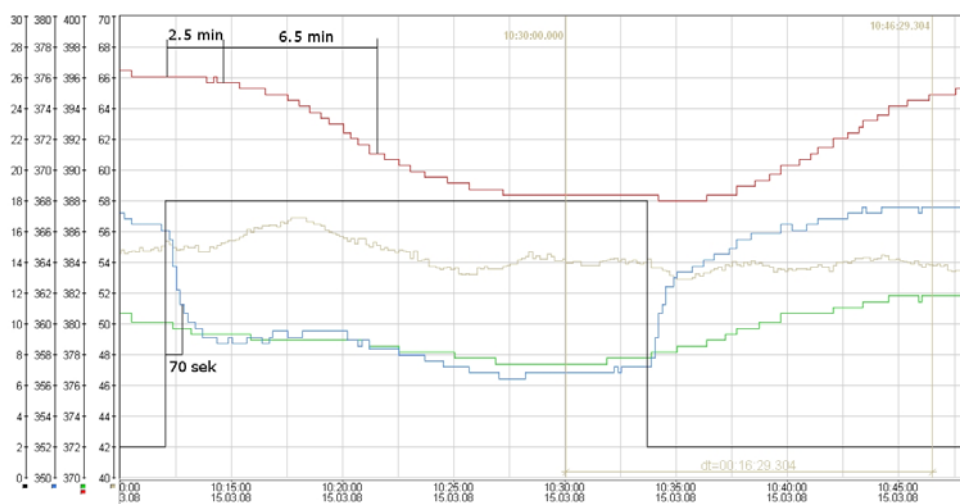


Figur 18 - Trendbild för temperaturen ut ur panna 1 under ett dygn.

Temperaturen är mer svängig på dagen än på natten eftersom mer arbete utförs på anläggningen på dagen och avfallet är också färskare då. På natten anländer inget nytt avfall

vilket gör att avfall längre ner i bränsleförvaringen nås av griplorna som lyfter in bränslet till rostern. Detta bränsle är mer hårdpackat vilket ger ett mindre varierat värmevärde.

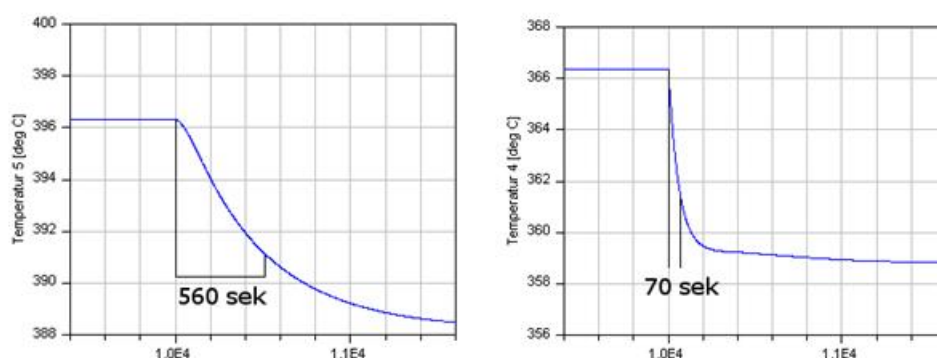
Detta test gav inte tillräcklig information för att kunna användas för att verifiera modellen. Av denna anledning gjordes ett nytt test så att modellen skulle kunna verifieras. I detta test kopplades regleringen av TIC104_30_03 bort så att styrsignalen från den sattes i manuell. I Figur 19 visas resultatet från testet. Den svarta linjen är signalen till kylventil 2. Den gröna, den blå och den röda linjen är temperatur 3, 4 respektive 5. Den bruna är ångflödet ut ur panna 1.



Figur 19 – Figuren visar ett test av andra kylinsprutningen där regulator TIC104_30_03 kopplats bort. Den svarta linjen är signalen till kylventil 2, grön är temperatur 3, blå är temperatur 4, röd är temperatur 5 och brun är ångflödet ut ur pannan.

Effekten på temperatur 5 kommer 2,5 minuter (150 sekunder) efter att steget gjorts på styrsignalen (se Figur 19). Då är den temperaturen 396°C. När temperaturen väl börjar ändras tar det 6,5 minuter (390 sekunder) för temperaturen att nå 63 % av förändringen. Temperaturen är då cirka 391 °C. Det tar alltså 540 sekunder totalt för temperaturen att nå 63 % av förändringen.

Motsvarande test i modellen ger resultatet som kan ses i Figur 20. I bilden till vänster ses temperatur 5 och bilden till höger visar temperatur 4.



Figur 20 – Figuren till vänster visar temperatur 5 i modellen då ett steg görs på styrsignalen från 2 till 18 %. Figuren till höger visar beteendet för temperaturen in till överhettare 3 i samma test.

Som kan ses i Figur 20 så det tar 560 sekunder för temperatur 5 i modellen att nå 63 % av ändringen, vilket kan jämföras med 540 sekunder på anläggningen. Motsvarande tid för temperatur 4 i modellen är 70 sekunder, vilket är lika lång tid som på anläggningen. För att

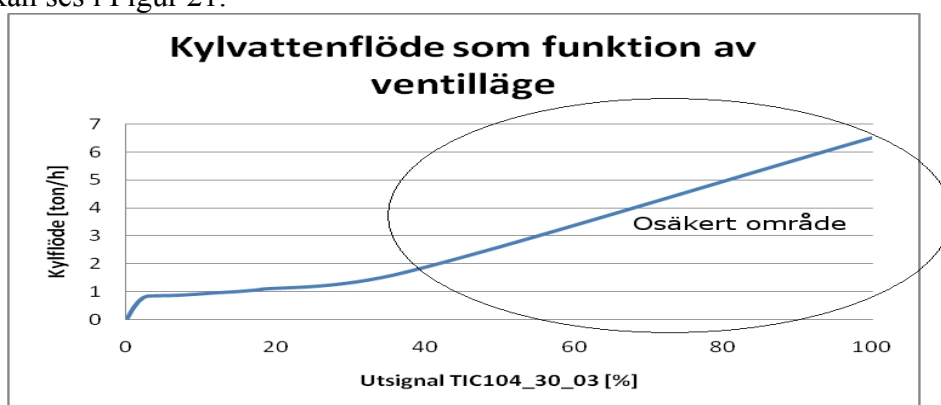
erhålla detta resultat har blandningspunkt 2 (mellan överhettare 2 och 3) och överhettare 3 getts volymer på 5 respektive 25 kubikmeter och massor på 4,5 respektive 30 ton.

När detta test gjordes på anläggningen undersöktes vad kylvattenflödet genom kylventil 2 blev vid några olika styrsignaler från TIC104_30_03. Detta kan ses i Tabell 2.

Styrsignal TIC104_30_03 [%]	Kylvattenflöde [ton/h]
0	0
1	0,43
2	0,74
3	0,84
7	0,89
12	0,98
18	1,10
37,5	1,70

Tabell 2 – Tabellen visar vad kylvattenflödet genom kylventil 2 är vid olika styrsignaler från TIC104_30_03.

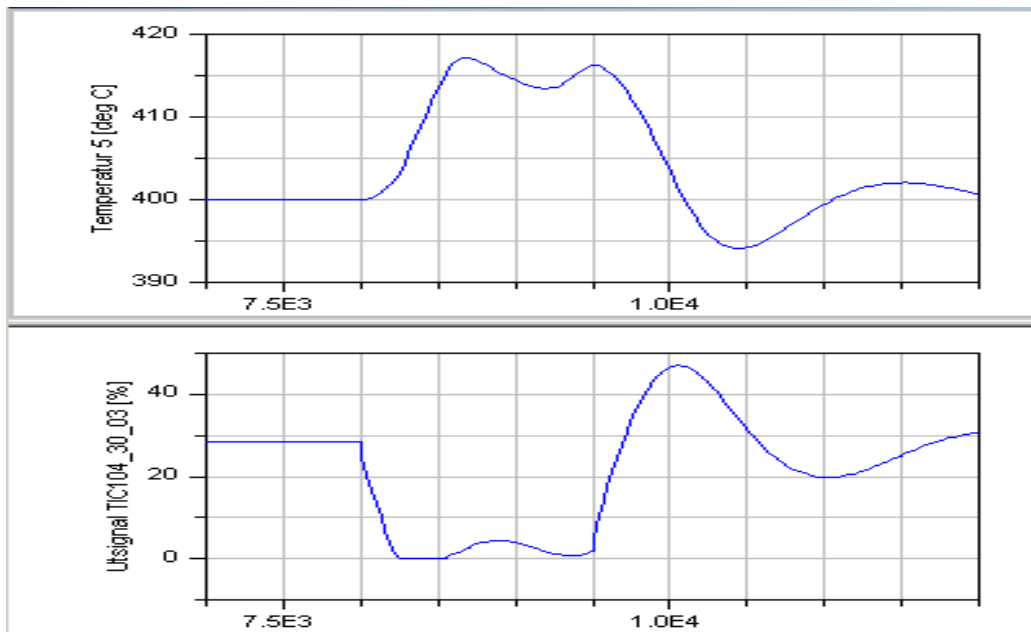
Ventilen har K_v -värde 1,0 vilket ger ett maxflöde på ungefär 6,5 ton/h. En graf av kylvattenflödet som funktion av ventilläget, med antagandet att ventilläge 100 % är 6,5 ton/h, kan ses i Figur 21.



Figur 21 – Figuren visar kylvattenflödet genom kylventil 2 som funktion av styrsignalen från TIC104_30_03.

Som kan ses i Figur 21 är inte ventilen linjär vilket den ska vara enligt uppgift [5]. De första procenten ger en kraftig ökning i kylvattenflöde medan ökningen inte är lika kraftig från 3 till 18 %. Vad som händer när styrsignalen är över 37,5 % finns ingen data på men ett antagande i modellen har gjorts att ventilen är linjär i resterande reglerområdet.

När modellen är verifierad kan ett test göras där börvärdet till TIC104_30_03 ökas från 400 till 415 °C på samma sätt som i anläggningen (se Figur 17). Den övre figuren visar temperatur 5 och den nedre styrsignalen från TIC104_30_03.



Figur 22 - Stegsvartest på börvärdet för T5 i modellen. Den övre grafen visar temperatur 5 och den nedre grafen visar styrsignalen från TIC104_30_03. En ruta motsvarar ca 500 sekunder eller 8 min.

Även i modellen blir det en översläng på styrsignalen från TIC104_30_03 och på temperaturen ut ur panna (se Figur 22). När styrsignalen gått ner till 0 % har temperaturen ökat med endast 3 °C. Detta är liknande det beteende som uppstod på anläggningen vid motsvarande test. Då hann inte temperaturen ut ur panna svara på den ändrade styrsignalen från TIC104_30_03 (se Figur 17) Eftersom det blir en översläng även i modellen kan det antas att regleringen skulle fungera bättre med andra reglerparametrar. Förslag på förbättringar beskrivs i kapitel 7.

Slutsatser från verifikationen av panna 1

Testerna på TIC104_20_03 visade att någon givare ger fel värde kring första kylningen i panna 1. Antagligen visar flödesmätaren på kylvattenflödet ett felaktigt värde. Dessutom erhöles dödtider på anläggningen som inte var möjliga att erhålla i modellen. Dödtiden som finns på temperatur 2 (Figur 15) är väldigt svår att förklara. En trolig orsak är att regulatorns styrsignal hamnat i ett läge där en ändrad signal inte påverkar kylvattenflödet. Modellen har inte lyckats anpassas så att beteendet är tillräckligt nära beteendet på anläggningen, vilket gör att det inte är möjligt att använda modellen för regleroptimering av den första kylvatteninsprutningen.

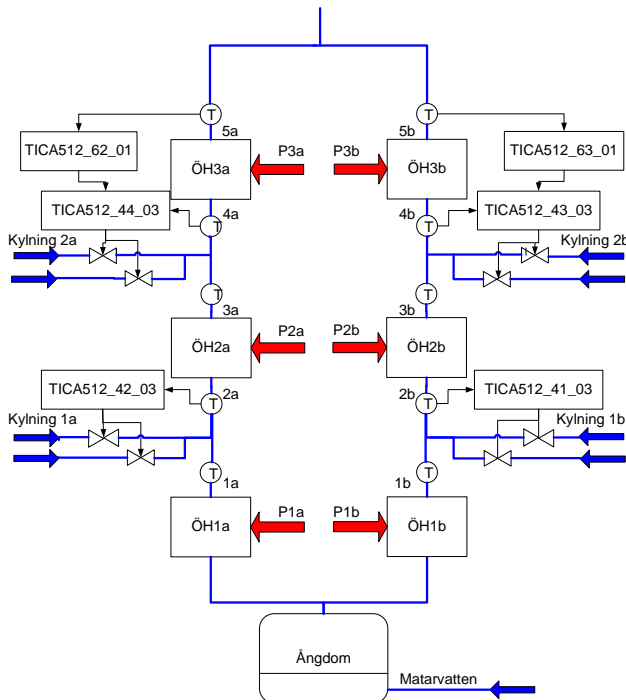
Ett test på anläggningen gjordes där börvärdet på TIC104_30_03 ökades från 400 till 415 °C. Detta test visade att regleringen på den andra kylvatteninsprutningen är för snabb. Modellen verifierades genom ett jämföra beteendet med ett test på anläggningen där styrsignalen från TIC104_30_03 styrdes. När modellen väl var verifierad gjordes ett test i modellen där börvärdet på TIC104_30_03 ökades från 400 till 415 °C. Modellen visade även den ett snabbt reglerbeteende med överslängar på styrsignalen och temperaturen ut ur panna som följd. Modellen ska användas för att verifiera de reglerparametrar som ska tas fram. Detta kan läsas om i kapitel 7.

Testerna på TIC104_30_03 visade också att kylvattenventilen inte är linjär vilket den ska vara enligt uppgift.

På anläggningen visade det sig att värmeöverföringen påverkas av ångtemperaturen. Detta beteende finns inte i modellen. För att erhålla detta skulle en mer avancerad pannmodell behöva tas fram som tar hänsyn till förhållandet mellan avgas- och ångtemperaturen.

6.1.2 Panna 5

Överhettarsystemet i panna 5 (och panna 4) ser annorlunda ut jämfört med panna 1. En beskrivning av överhettarsystemet har gjorts i avsnitt 3.3.2 och en schematisk bild av systemet kan ses i Figur 23. Då testerna gjordes på den andra insprutningen i vardera ångstråk kopplades de primära regulatorerna bort (TICA512_62_01 och TICA512_63_01) så regleringen endast utfördes med de sekundära regulatorerna.

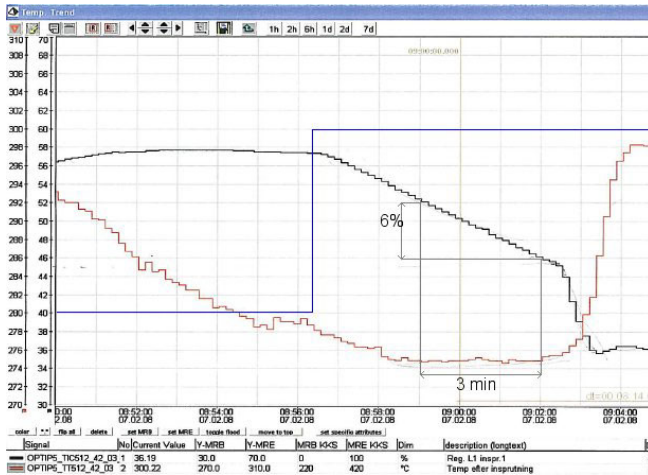


Figur 23 - Ångtemperaturregleringen i panna 5

På samma sätt som för panna 1 kommer de olika ångtemperaturerna att refereras till punkterna i Figur 23. Ångan in till överhettare 2a betecknas T2a och ångan ut ur samma överhettare betecknas T3a.

TIC512_42_03

De två ventiler som regulator TIC512_42_03 styr har K_v -värde 0,1 respektive 1,2 [5]. Den stora ångtemperaturventilen som denna regulator styr börjar öppnas vid styrsignal 45 % från regulatorn. Den mindre av ångtemperaturventilerna är helt öppen vid styrsignal 50 %. När den större ventilen öppnas, d.v.s. då styrsignalen från TIC512_42_03 är över 45 % går förstärkningen från 2 till 0,5 och integraltiden från 30 till 60 sekunder. Deriveringstiden är konstant 0,2 sekunder. I Figur 24 ses ett test där börvärdet för TIC512_42_03 höjdes från 280 till 300 °C. I figuren är den blå linjen börvärdet för temperaturen 2a, den röda linjen är temperatur 2a, och den svarta är styrsignalen från TIC512_42_03.



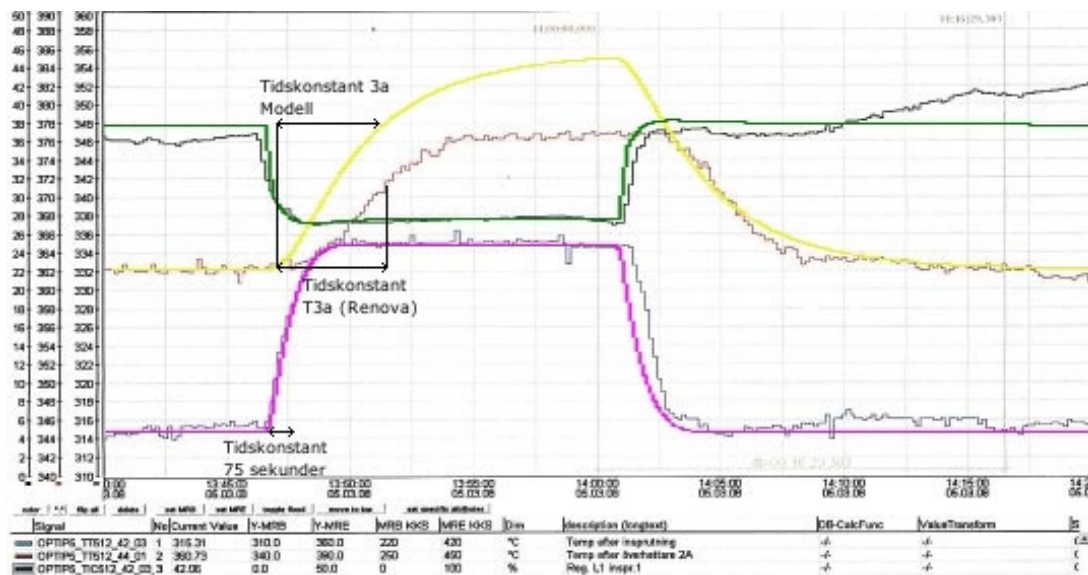
Figur 24 - Figuren visar ett läge där temperaturen inte påverkas av ändrad styrsignal. Blå = börvärde för T2a, Röd = T2a, Svart = Styrsignal från TIC512_42_03.

När börvärdet sätts till 300 °C ligger styrsignalen på cirka 58 % (se Figur 24). Under tiden då signalen sjunker till 45 % händer ingenting med temperaturen. Inte förrän styrsignalen går under 45 % börjar temperaturen öka. Det kan antas att den stora ventilen glappar eller kärvar vid låga signaler.

Detta försök kunde dock användas för att verifiera regulatormodellen och finns beskrivet i Appendix 10.2.1.

Ett nytt test gjordes på samma regulator vid ett senare tillfälle. I detta test höjdes börvärdet från 315 till 335 °C. Att testet gjordes genom att höja börvärdet på temperaturen var för att få en sänkning i styrsignalen och därmed undvika att styrsignalen blev högre än 45 %. Testet och resultatet från simuleringen i Dymola kan ses i Figur 25.

I figuren är den svarta och den gröna linjen styrsignalen från TIC512_42_03 på Renova respektive i modellen. Den blå och den lila är temperatur 2a på Renova respektive i modellen. Den rödbruna och den gula är temperatur 3a på Renova respektive i modellen. Den vänstra vertikala axeln är styrsignalen från TIC512_42_03 (%) och den mellersta och högra axeln är axlarna för T2a respektive T3a (°C).



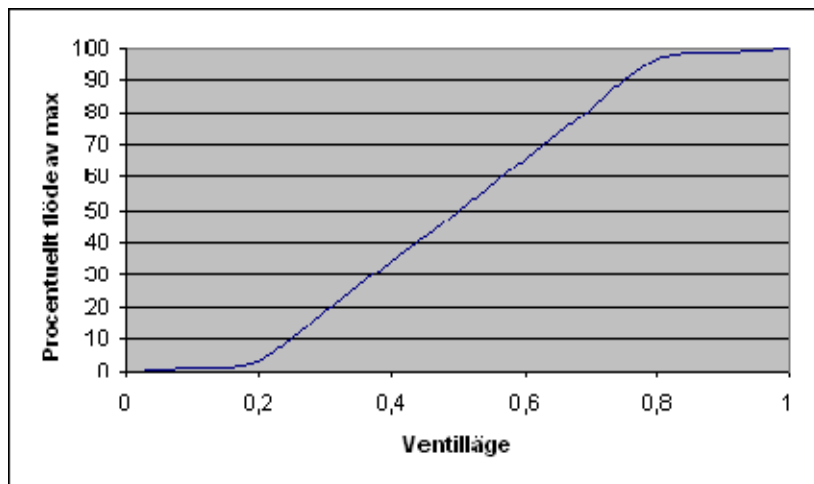
Figur 25- Stegsvår på TIC512_42_03 där börvärdet på temperatur 2a ökas från 315 till 335°C. Blå = T2a (Renova), Rödbrun = T3a (Renova), Svart = Styrsignal TIC512_42_03 (Renova), Lila = T2a (modell), Gul = T3a (modell), Grön = Styrsignal TIC512_42_03 (modell)

Simuleringen visar ett väldigt likt beteende mellan modellen och anläggningen för temperatur 2a (se Figur 23), d.v.s. temperaturen direkt efter kylvatteninsprutningen. Dessa är den lila respektive den blå linjen i figuren. Både i modellen och på anläggningen är tidskonstanten 75 sekunder.

Ökningen av temperatur 3a på anläggningen (röd linje i Figur 25) sker med en tidskonstant som är ungefär 300 sekunder. Motsvarande temperatur i modellen har en tidskonstant som är ungefär 270 sekunder. Det är därmed samma dynamiska beteende i anläggningen och i modellen. Däremot skiljer sig värdet på temperatur 3a efter att steget görs. Detta beror, som tidigare nämnts, på att den överförda effekten beror av temperaturen på ångan.

Resultaten i modellen har erhållits genom att ge överhettare 2a och blandningspunkten mellan ÖH2a och ÖH3a (se Figur 23) massorna 10000 respektive 2000 kg och volymerna 15 respektive 5 m³.

Då börvärdet ändras från 315°C till 335°C ändras styrsignalen från cirka 36 till 28 procent. För att få den önskade storleken på styrsignalen har K_v-värdet satts till 0,43 och inte 0,1 som är vad det ska vara enligt Renova. Den har dessutom getts en ventilkarakteristik (se Figur 26) som inte är helt linjär vilket den enligt uppgift ska vara [5]. Detta har gett en ändrad styrsignal från 38 till 28 % vilket är ungefär samma som i testet på anläggningen.

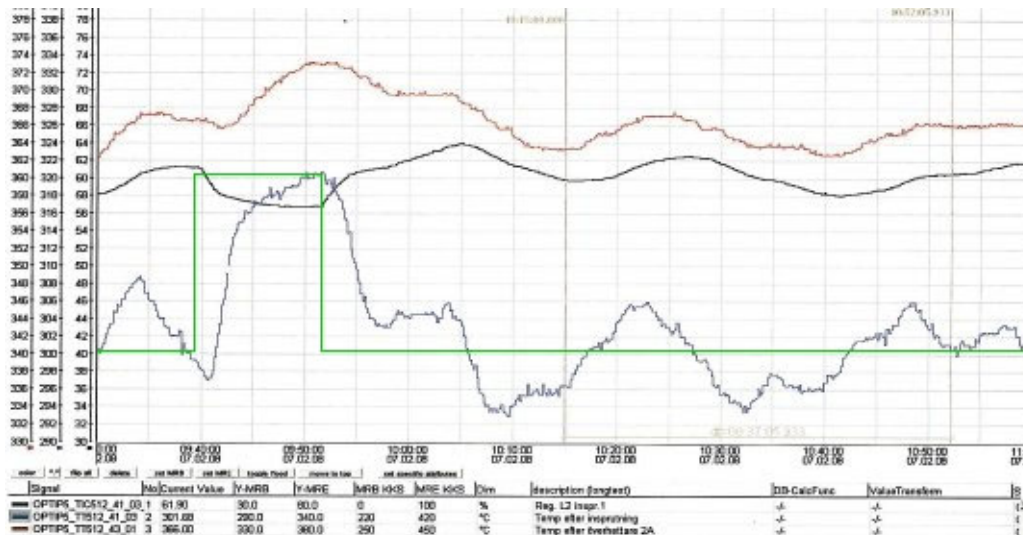


Figur 26 - Ventilkarakteristik för den mindre ventilen som styrs av TIC512_42_03.

TIC512_41_03

Då testet gjordes på denna regulator låg styrsignalen över 45 % och därmed reglerade regulatorn genom att styra den större ventilen. Ett steg på börvärdet gjordes på T2b från 300 till 320 °C. Testet kan ses i Figur 27.

I figuren är grön linje börvärdet för temperatur 2b, blå linje är temperatur 2b, röd linje är temperatur 3b och svart linje är styrsignalen från TIC512_41_03. Den högra vertikala axeln hör till styrsignalen och de två vänstra hör till temperatur 3b respektive 2b.



Figur 27 - Stegsvartest på börvärdet för T2b på Renova. Blå = T2b, Röd = T3b, Svart = Styrsignal TIC512_41_03, Grön = Börvärde T2b

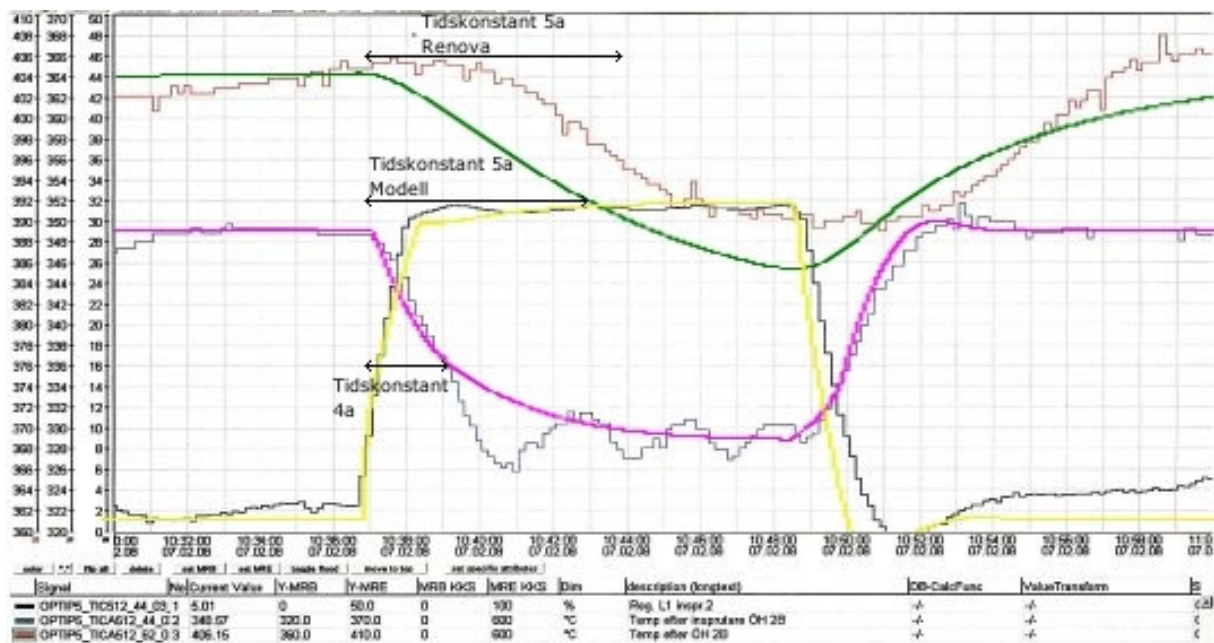
Då börvärdet sätts tillbaka till sitt ursprungsvärde 300 °C ställer aldrig temperatur 2a (blå linje i Figur 27) in sig på en konstant nivå. Troligt är att den större ventilen inte kan reglera ordentligt på grund av att den kärvar då styrsignalen från regulatorm ligger mellan 60-64 % vilket gör att det blir hastiga förändringar i flöde genom ventilen. På grund av detta svängiga beteende har detta test inte använts vid modellverifieringen. Överhettare 2b och kylpunkten mellan överhettare 1b och 2b har getts samma volym och massa som motsvarande överhettare och kylpunkt i det andra ångstråket. Även ventilerna har getts samma storlek och karaktäristik.

TIC512_44_03

Ventilerna som denna regulator styr har K_v -värdena 0,1 respektive 0,7. Då styrsignalen från regulatorm når 30 % nås brytpunkten i split range-regleringen. Då byter regulatorm parametrar och den större ventilen börjar användas för att reglera ångtemperaturen. Den lilla ventilen styr i intervallet 0 till 35 % från regulatorm och den stora i intervallet 30 till 100 %. Under 30 % är förstärkningen 2,5 och integraltiden 20 sekunder. Över 30 % är förstärkningen 0,5 samtidigt som integraltiden är 30 sekunder. Deriveringstiden är 0,2 sekunder över hela arbetsområdet för regulatorm.

Stegsvartestet gjordes genom att ändra börvärdet på temperaturen i punkt 4a (se Figur 23) från 349 till 329°C. Resultatet från testet och från simuleringen kan ses i Figur 28.

I figuren är den svarta och den gula linjen styrsignalen från TIC512_44_03 på Renova respektive i modellen. Den blå och den lila är temperatur 4a på Renova och i modellen. Den röda och den gröna är temperatur 5a på Renova och i modellen. Den högra vertikala axeln är styrsignalen från TIC512_44_03 (%) och den mellersta och vänstra axeln är axlarna för T4a respektive T5a (°C).

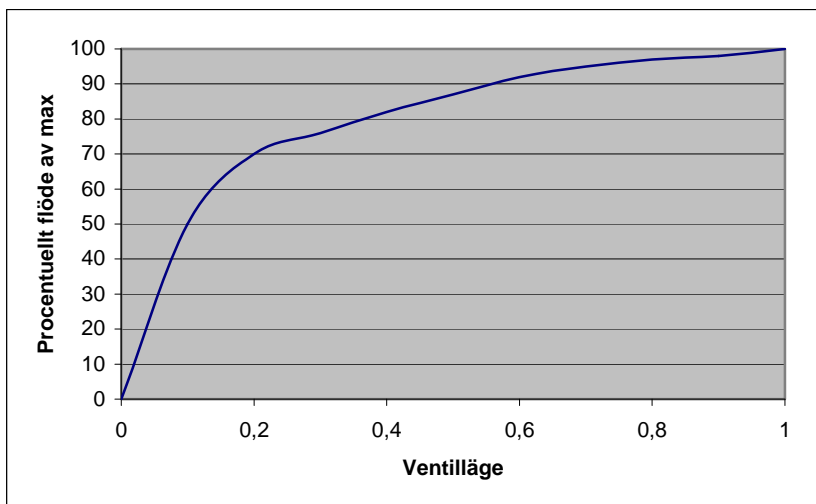


Figur 28 - Stegsvår på TIC512_44_03 där börvärdet på temperatur 4a sänks från 349 till 329°C. Blå = T4a (Renova), Röd = T5a (Renova), Svart = Styrsignal TIC512_44_03 (Renova), Lila = T4a (modell), Grön = T5a (modell), Gul = Styrsignal TIC512_44_03 (modell)

Tidskonstanten för temperaturen direkt efter kylvatteninsprutningen (T4a, se Figur 23) blir ca 120 sekunder i både modellen och på anläggningen. Däremot har regulatören på anläggningen svårt att hitta en styrsignal som håller T4a på önskad nivå då styrsignalen är strax över 30 %. Detta beror antagligen på att den större ventilen har svårt att reglera vid så liten öppningsgrad.

Tidskonstanten för temperatur 5a på Renova är 440 sekunder och i modellen är motsvarande tidskonstant 400 sekunder. Denna tidskonstant har erhållits genom att anpassa volymerna och massorna i blandningspunkten och i överhettaren. Massorna i blandningspunkten och överhettaren är satta till 4 respektive 15 ton och volymerna till 5 respektive 15 kubikmeter. Det långsamma beteendet vid starten av temperaturförändringen för temperatur 5a har dock inte kunnat åstadkommas i modellen.

Styrsignalen går från ett värde på cirka 4 till 32 procent för att få temperatur 4a att ställa in sig på det nya börvärdet. För att erhålla liknande värden på regulatorns styrsignal i modellen sattes den mindre ventilsens K_v -värde till 0,137 samtidigt som den gjordes snabböppnande och inte linjär som det är sagt att den ska vara [5]. Den givna ventilkarakteristiken visas i Figur 29 och är alltså testad fram för att få ett så snarlikt beteende i modellen som möjligt jämfört med anläggningen. För att få en så bra modell som möjligt skulle hela ventilkarakteristiken på anläggningen undersökas för att sedan tillämpas i modellen.



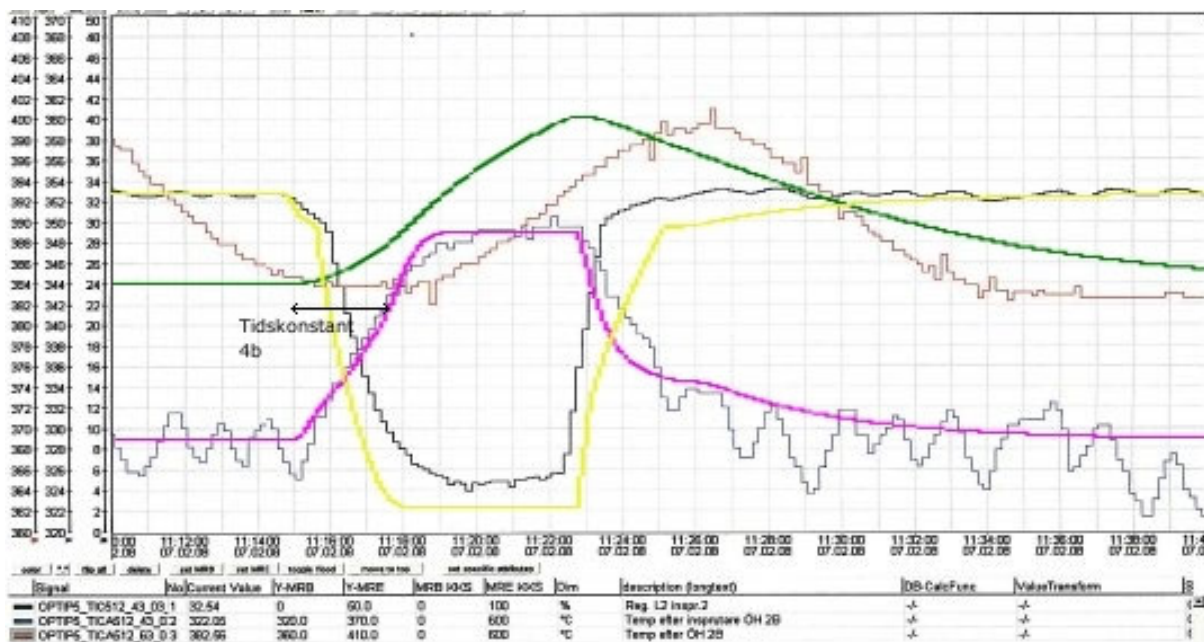
Figur 29 - Ventilkaraktäristik för den mindre ventilen som styrs av TIC512_44_03 i modellen.

TIC512_43_03

TIC512_43_03 har samma parametrar som TIC512_44_03 och ventilerna är av samma storlek som TIC512_44_03 reglerar med. Även här sker parameterbytet vid styrsignal 30 %. Precis som var fallet med den stora ventilen som styrs av TIC512_44_03 så har även den här regulatorn svårt att reglera då styrsignalen är strax över 30 %.

Vid detta stegsvarstest ökades börvärdet på temperaturen i punkt 4b från 329 till 349°C. Resultatet från testet kan ses i Figur 30.

I figuren är den svarta och den gula linjen styrsignalen från TIC512_43_03 på Renova respektive i modellen. Den blå och den lila är temperatur 4b på Renova och i modellen. Den röda och den gröna är temperatur 5b på Renova och i modellen. Den högra vertikala axeln är styrsignalen från TIC512_43_03 (%) och den mellersta och vänstra axeln är axlarna för T4b respektive T5b (°C).



Figur 30 - Stegsvår på TIC512_43_03 där börvärdet på temperatur 5a ökas från 329 till 349°C. Blå = T2a (Renova), Röd = T3a (Renova), Svart = Styrsignal TIC512_43_03 (Renova), Lila = T2a (modell), Gul = T3a (modell), Grön = Styrsignal TIC512_43_03 (modell)

Tidskonstanten för temperaturen direkt efter kylvatteninsprutningen är samma i modellen som på anläggningen. Den är ungefär 120 sekunder (se Figur 30). Steget tillbaka på börvärdet gjordes innan temperatur 5b hunnit ställa in sig på ett konstant läge vilket gör att det är svårt att dra några slutsatser om vilken tidskonstant den har. Massorna i överhettaren och blandningspunkten i modellen har satts till 15 respektive 1 ton medan volymerna är 15 respektive 5 m³. Massan i blandningspunkten är mindre än motsvarande i TIC512_44_03. Samma massa på blandningspunkten som är satt i det andra ångstråket, d.v.s. 4 ton, skulle ge en översläng på styrsignalen från regulatören vid ovan beskrivna stegsvar.

I modellen har den mindre av reglerventilerna getts ett K_v-värde på 0,15 och samma snabböppnande ventilkarakteristik som visas i Figur 29. Detta ger en ändring av styrsignalen i modellen (gul linje) från 33 till 2 procent.

Slutsatser från verifieringen av panna 5

Efter verifieringen stämmer modellen ganska väl med verkligheten. Volymerna och massorna i överhettarna och i blandningspunkterna har anpassats så att tidskonstanterna stämmer överens med hur temperaturerna ställer in sig.

För TIC512_42_03, TIC512_44_03 och TIC512_43_03 har tidskonstanterna i modellerna anpassats så att de är lika långa som på anläggningen. Dessutom har ångtemperaturventilerna karakteristisk anpassats så att styrsignalerna ut ur regulatorerna i modellen och på anläggningen styrt i samma arbetsområde då stegen på temperaturerna gjorts. Nästa steg blir därmed att använda modellerna för att optimera reglerparametrarna.

För TIC512_41_03 har ingen verifiering gjorts utan den antas ha samma egenskaper som motsvarande kylning i det andra ångstråket, d.v.s. TIC512_42_03.

Verifieringen av panna 5 har också visat att de stora kylventilerna inte fungerar optimalt och kanske borde bytas ut eller ses över. Detta syns framförallt i Figur 24 där temperaturen inte påverkas alls av ändrad styrsignal från regulatören. En förändring i reglerstrukturen skulle också kunna hjälpa regleringen.

Dessutom har samma problem som i panna 1 uppstått beträffande hur temperaturen på den icke-reglerade sidan av överhettaren ställer in sig. Detta beror som tidigare nämnts på att effekten som tillförs överhettarna i modellen är oberoende av temperaturerna på ångan.

6.2 Domnivå

Dommodellen som modellerats kräver att sju parametrar är kända. Dessa är:

- volymerna på domen, fallrören och stigtuberna
- den totala metallmassan,
- metallmassan på stigtuberna
- den specifika värmekapaciteten för metallen
- friktionskonstanten.

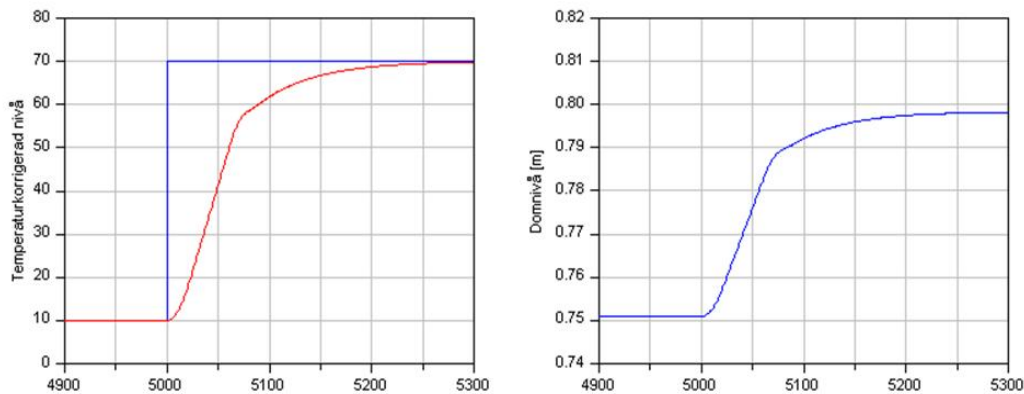
Dessa parametrar är mycket svåra att få tag exakta siffror på så förhållandevis grova uppskattningar fick göras. Pannorna 4 och 5 har likadana ångdomar och därmed samma värden på parametrarna.

Volymen på domen finns i ritningar för både panna 1 och pannorna 4 och 5 och är 15,29 respektive 34 m³. Pannorna 4 och 5 har vid normal domnivå en totalvolym vätska (V_w, se avsnitt 5.4) på 106 m³. Detta värde har uppnåtts genom att ställa in volymerna på fallrören och stigtuberna. Den totala metallmassan har satts till 300 ton varav hälften av massan är i stigtuberna. Den specifika värmekapaciteten har satts till 460 J/(kgK) vilket är värmekapaciteten för stål.

6.2.1 Panna 1

Nivån i panna 1 är väldigt känslig för förändringar så det var därför inte rekommenderat att göra tester på den. Denna känslighet beror till stor del på att ekonomisera i panna 1 är överdimensionerade vilket leder till att det kommer in en blandning av ånga och vätska in till domen. Detta ger ett svängigt beteende på domnivån. Av denna anledning gjordes bara tester på domen i panna 5 på anläggningen.

Däremot kan ett test göras i modellen för att visa hur domnivån ställer in sig vid ett steg på börvärdet för den temperaturkorrigerade nivån i nivåregulator LIC103_10_01 (se Figur 3). I Figur 31 visas resultatet från ett test där börvärdet för LIC103_10_01 ökas från 10 till 70. Den vänstra figuren visar den temperaturkorrigerade nivån och börvärdet för densamma och den högra visar den sanna domnivån i meter.



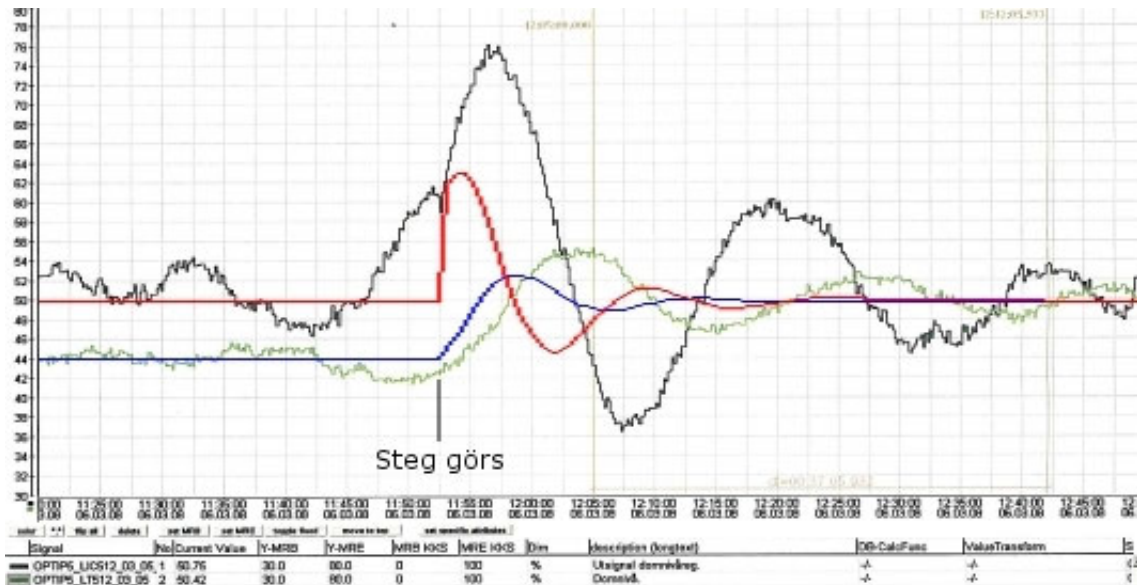
Figur 31 - Den vänstra figuren visar den temperaturkorrigerade nivån (röd) och börvärdet för densamma. Den högra figuren visar den sanna domnivån i meter

Figuren visar att då den temperaturkorrigerade domnivån har värde 10 så är den sanna nivån 0,75 meter d.v.s. 50 millimeter under centrollinjen för domen. Dommivån ställer in sig med en tidskonstant på 1 minut.

6.2.2 Panna 5

I panna 5 gjordes stegsvarstestet på domnivån genom att höja börvärdet från 44 till 50 %, vilket motsvarar 38,4 millimeter. Detta test kan ses i Figur 32.

I figuren är den svarta och blå linjen styrsignalen från nivåregulatorn på anläggningen respektive i modellen (%). Den gröna och röda linjen är nivån i domen (%) på anläggningen respektive i modellen. Steget görs vid samma tidpunkt som ökningen i den blå linjens värde sker.



Figur 32 - Stegsvår på domen i panna 5 där börvärdet på domnivån ändras från 44 till 50 procent. Svart = utsignal LIC512_03_05 (Renova), Grön = domnivå (Renova), Blå= utsignal LIC512_03_05 (modell), Röd = domnivå (modell).

Vid förändringen av börvärde ökar utsignalen innan den återigen svänger in sig på samma värde den hade innan ändringen.

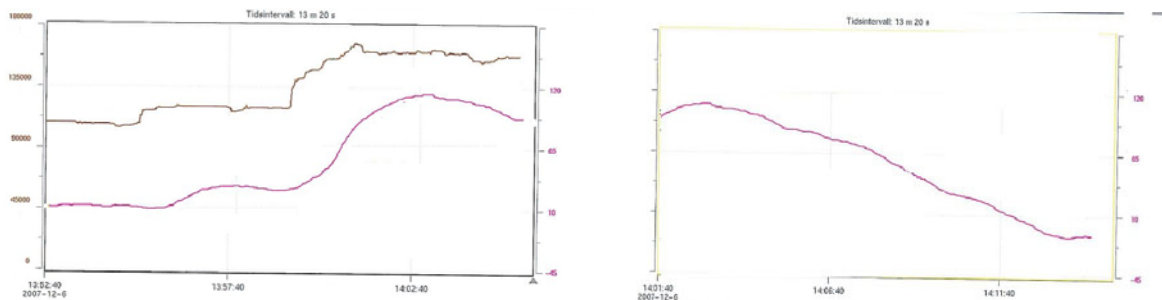
Friktionskoefficienten som anges i modellen påverkar mängden ånga i stigtuberna (se (Ekv. 23)). Ett lågt värde på friktionskoefficienten ger ett lågt värde på halten ånga i stigtuberna vilket resulterar i att nivån ställer in sig snabbare. Ju lägre mängd ånga i stigtuberna ju snabbare dynamik. Nivån beror av mängden ånga i stigtuberna enligt (Ekv. 24).

Friktionskoefficienten har i modellen satts till $200 \text{ (m}^3/\text{s}^2)^{-1}$ vilket gav en stigtubsvolym på 112 m^3 och en fallrörsvolym på 81 m^3 för att uppfylla kravet på 106 m^3 vätska i domsystemet. Då testet gjordes på Renova låg ångflödet på ungefär 65 ton/h och detta ångflöde har använts i simuleringen.

På anläggningen erhöles en kraftigare överslång på utsignalen från nivåregulatorn (svart linje) än vad simuleringens utsignal gav (blå linje). Utsignalen från nivåregulatorn på anläggningen (svart linje) var dock inte i ett stationärt läge då steget gjordes vilket påverkar resultatet. Det är därmed svårt att använda testet för att verifiera modellen.

En önskvärd effekt med den i Dymola byggda modellen var att beteendet hos nivån skulle beskrivas bättre. Tidigare tester på pannor som Solvina har gjort har visat att då en ökning i bränsletillförseln görs ökar domnivån innan den svänger in sig. Detta beror på att nivån trycks upp av det ökade ånginnehållet i stigtuberna. Att undersöka hur bränsletillförseln påverkar domnivån är svårt att testa på en avfallspanna som Renovas då det är stora trögheter i systemet och bränsleflöden är svåra att mäta. Det gjordes börvärdesändringar på ångproduktionen i pannorna men att se hur bränsletillförseln ändras vid en sådan förändring är svårt att se och gav dessutom inte tillräcklig påverkan på nivån. Istället används data från en annan panna för att jämföra hur nivån reagerar på en ändrad tillförd effekt.

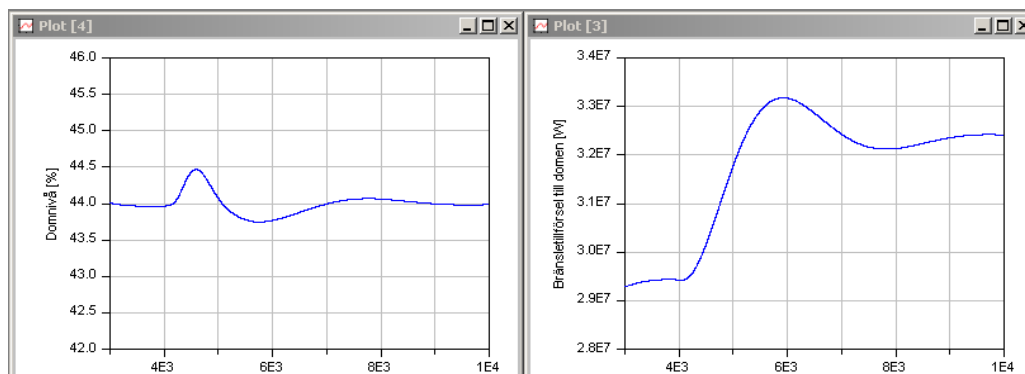
I Figur 33 ser man resultatet från ett tidigare test på en annan panna där bränsletillförseln har ökat. I figuren till vänster är den lila linjen nivån och den bruna bränsletillförseln. Den högra figuren är den fortsatta trenden för nivån.



Figur 33 - Domnivåbeteende vid en ökning av den tillförda effekten. Den högra grafen är en fortsättning på den vänstra. Brun = bränsletillförsel, Lila = domnivå

Då bränsletillförseln (brun linje) ökar så går också nivån (lila linje) upp innan den regleras tillbaka igen. En liknande simulering med Dymola på den utvecklade modellen kan ses i Figur 34.

I den vänstra figuren i Figur 34 visas nivån [%] och i den högra effekttillförseln till nivån [W].



Figur 34 – Den vänstra figuren visar domnivån i Dymola och den högra den tillförda effekten.

I detta test höjdes börvärdet på lasten vilket ökar effekttillförseln i simuleringen vilket kan ses i den högra grafen i Figur 34. Detta resulterar i en ökad nivå (vänstra grafen i Figur 34) som sedan regleras tillbaka till sitt börvärde. Detta påminner om resultatet som visas i Figur 33. Det förväntade domnivåbeteendet har alltså uppnåtts i den nya modellen.

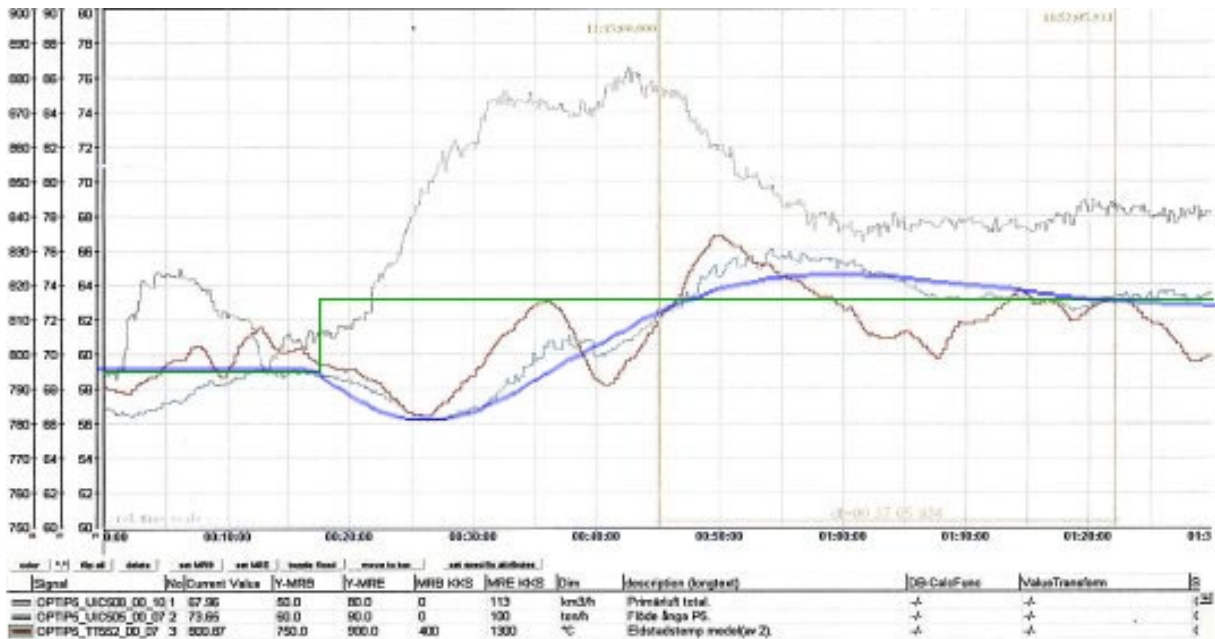
Eftersom domnivån i modellen uppträder som förväntat kan nu dommodellen användas för att bestämma vilken av reglerprinciperna som är det bättre alternativet, den som används i panna 1 eller den som används i pannorna 4 och 5. Detta beskrivs i kapitel 7.

6.3 Lastreglering

En beskrivning över hur lastregleringen fungerar för de två panntyperna finns i avsnitt 3.4. Denna reglering är väldigt komplex och använder variabler som inte modellerats, såsom eldstadstemperatur och syrgashalt. Detta har lett till att grova förenklingar har gjorts för att beskriva regleringen.

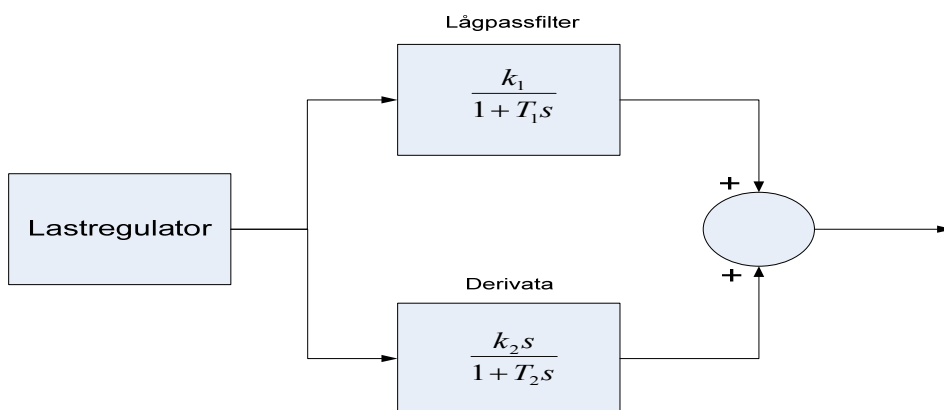
Stegsvarstester gjordes på både panna 1 och panna 5 för att få en uppfattning om trögheterna i systemet. Det första testet gjordes på panna 5 och resultatet från Renova och motsvarande simulering kan ses nedan.

I Figur 35 är grön linje börvärdet för lasten ut ur panna 5 och ljusblå och mörkblå är lasten på anläggningen respektive i modellen. Den röda linjen är en eldstadsmedeltemperatur och den grå linjen är primärluftflödet till förbränningen i panna 5. Den vänstra vertikala axeln hör till eldstadstemperaturen (°C), den mellersta axeln hör till lasten (ton/h) och den högra hör till primärluftflödet (km³/h).



Figur 35 - Stegsvartest på börvärdet för lasten på panna 5 som ändras från 69 till 73 ton/h. Grå = Total primärluftflöde i km³/h (Renova), Röd = Medeltemperatur i eldstaden (Renova), Ljusblå = Ångflöde i ton/h (Renova), Blå = Ångflöde i ton/h (modell), Grön = Börvärde ångproduktion

I testet ökades börvärdet på ångflödet från 69 till 73 ton/h. Då steget görs ökar primärluftflödet (grå linje) vilket resulterar i att ångflödet (ljusblå linje) minskar initialt. Detta beror förmodligen på att ett ökat luftflöde kyler eldstaden vilket kan ses på eldstadstemperaturen (röd linje). Denna sänkning av eldstadstemperatur hämmar ångproduktionen. Ångproduktionen ger alltså ett omvänt svar primärt [4]. Eftersom eldstadstemperaturen inte finns modellerad så har detta omvända svar modellerats på annat sätt. Från pannregulatorn, vars förstärkning och integraltid är satt till 0,05 respektive 300 sekunder, går styrsignalen till dels ett lågpasfilter och dels ett block som tar derivatan på styrsignalen. Detta kan ses i Figur 36.



Figur 36 - Figuren visar hur pannregleringen modellerats. Styrsignalen från lastregulatorn går till ett lågpasfilter och ett block som tar derivatan på styrsignalen.

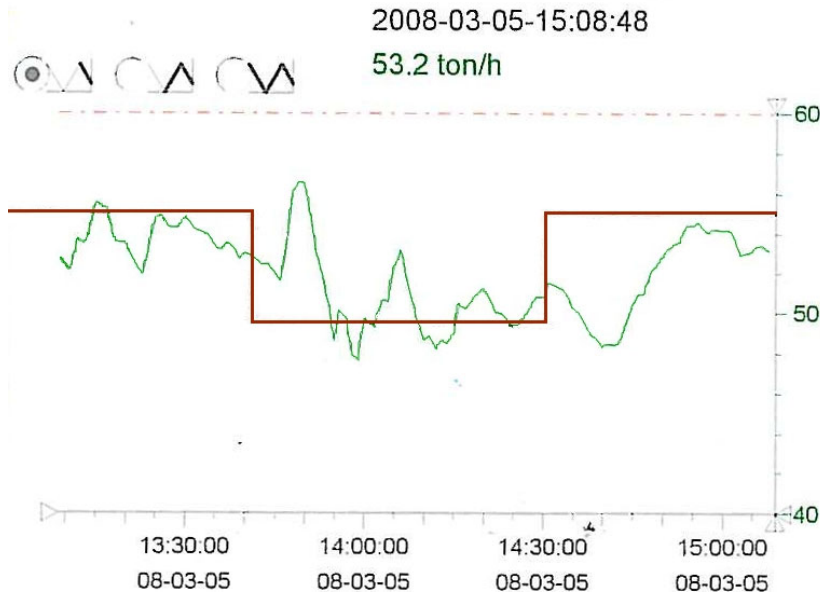
Tidskonstanten i lågpasfiltret är satt till 400 sekunder och symboliserar de trögheter som uppstår vid start av förbränningen. Förstärkningen är satt till 1. Förstärkningen i derivatablocket är satt till -850 för att erhålla det negativa svaret vid en ökad styrsignal från regulatorn. Dessutom har den getts en tidskonstant på 50 sekunder. Signalerna ut ur lågpasfiltret och derivatan på styrsignalen summeras och går som insignal till pannmodellen. Denna insignal är $\dot{m}_{bränsle}$ i (Ekv. 4).

$$P_{bränsle} = H\dot{m}_{bränsle}$$

(Ekv. 4)

Det dynamiska beteendet har alltså åstadkommit. Det råder dock osäkerheter kring hur väl den överensstämmer med verkligheten. För att undersöka detta noggrannare skulle fler prover behövas göras för att verifiera modellen.

Att läsa av beteendet för ångflödet vid ett stegsvarstest på panna 1 är något mer komplext. I pannorna 4 och 5 ökas ångproduktionen genom att öka primärluftflödet som är lätt att mäta medan lastregleringen i panna 1 i första styrs hand av att bränsleinmatningen sätts ifrån- eller till-läge. Denna variabel är svår att rita upp. Figur 37 visar hur ångflödet ställer in sig efter en ändring i börvärdet. I figuren är röd linje börvärdet för lasten och grön linje lasten i ton/h.



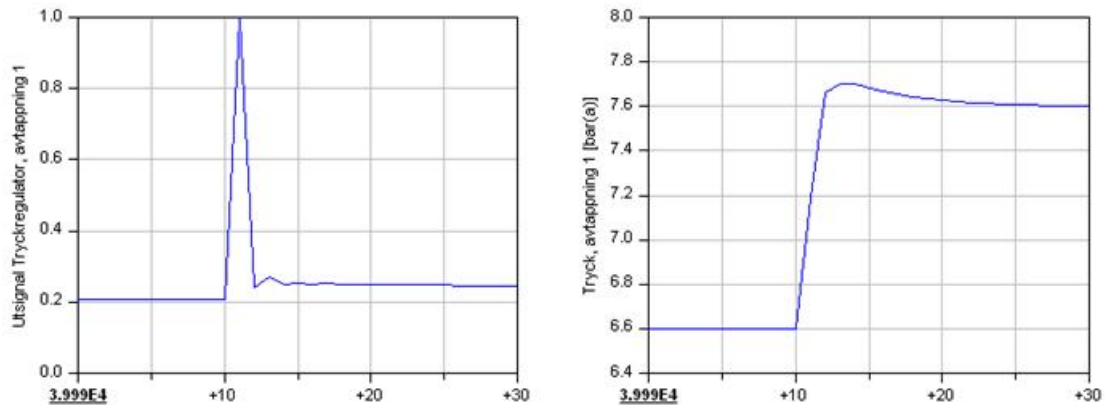
Figur 37 - Stegvarstest på börvärdet för lasten i panna 1 som ändras från 54,7 till 50 ton/h. Grön = Ångflöde, Röd = Börvärdet för ångflödet

Ångflödet i panna 1 varierar mer än i panna 5 men tiden det tar för ångflödet att ställa in sig kan uppskattas till ungefär 50 min, det vill säga ungefär samma tid som det tar i panna 5. Detta innebär att samma lastregulatormodell som används för pannorna 4 och 5 kan användas även för panna 1 i modellen.

6.4 Ångturbinen

Eftersom det inte gjordes några tester på ångturbinen på Renova kan den inte verifieras för den specifika turbinen. Däremot kan tester göras i modellen för att se att turbinregulatorerna svarar som förväntat.

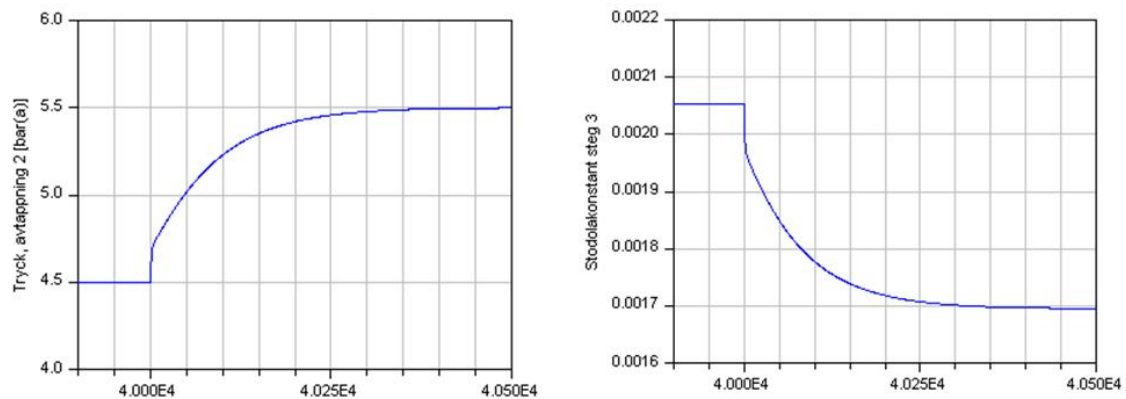
I följande test har ett steg gjorts på börvärdet på trycket ut ur avtappning 1 från 5,6 bar(g) till 6.6 bar(g). Detta tryck styrs, som beskrivits i avsnitt 5.5, med en avtappningsventil. I Figur 38 visas trycket i avtappning 1 och styrsignalen från regulatorn som styr avtappning 1.



Figur 38 – Den vänstra figuren visar trycket i avtappning 1 i bar(a) och den högra visar styrsignalen från tryckregulatorn i avtappning 1.

Trycket ställer in sig på sitt nya börvärde genom att regulatorn från tryckregulatorn ställer in sig på en högre signal via en kraftig översläng. Detta öppnar ventilen vilket minskar tryckfallet över avtappningsventilen. Regleringen uppträder som väntat. Däremot går det inte att säga om det dynamiska beteendet har uppnåtts eftersom inga tester har gjorts på anläggningen och de sanna reglerparametrarna inte är kända.

I följande test har börvärdet på regulatorn som styr trycket i den andra avtappningen ökat i ett steg från 3,5 bar(g) till 4,5 bar(g). Resultatet från simuleringen kan ses i Figur 39 där den övre figuren visar trycket och den nedre stödlakonstanten i steg 3.



Figur 39 - Test i modellen där börvärdet för trycket på avtappning 2 ökats från 3,5 bar(g) till 4,5 bar(g). Den vänstra figuren visar trycket i bar(a), och den högra stödlakonstanten i turbinsteget 3. En ruta motsvarar 50 sekunder.

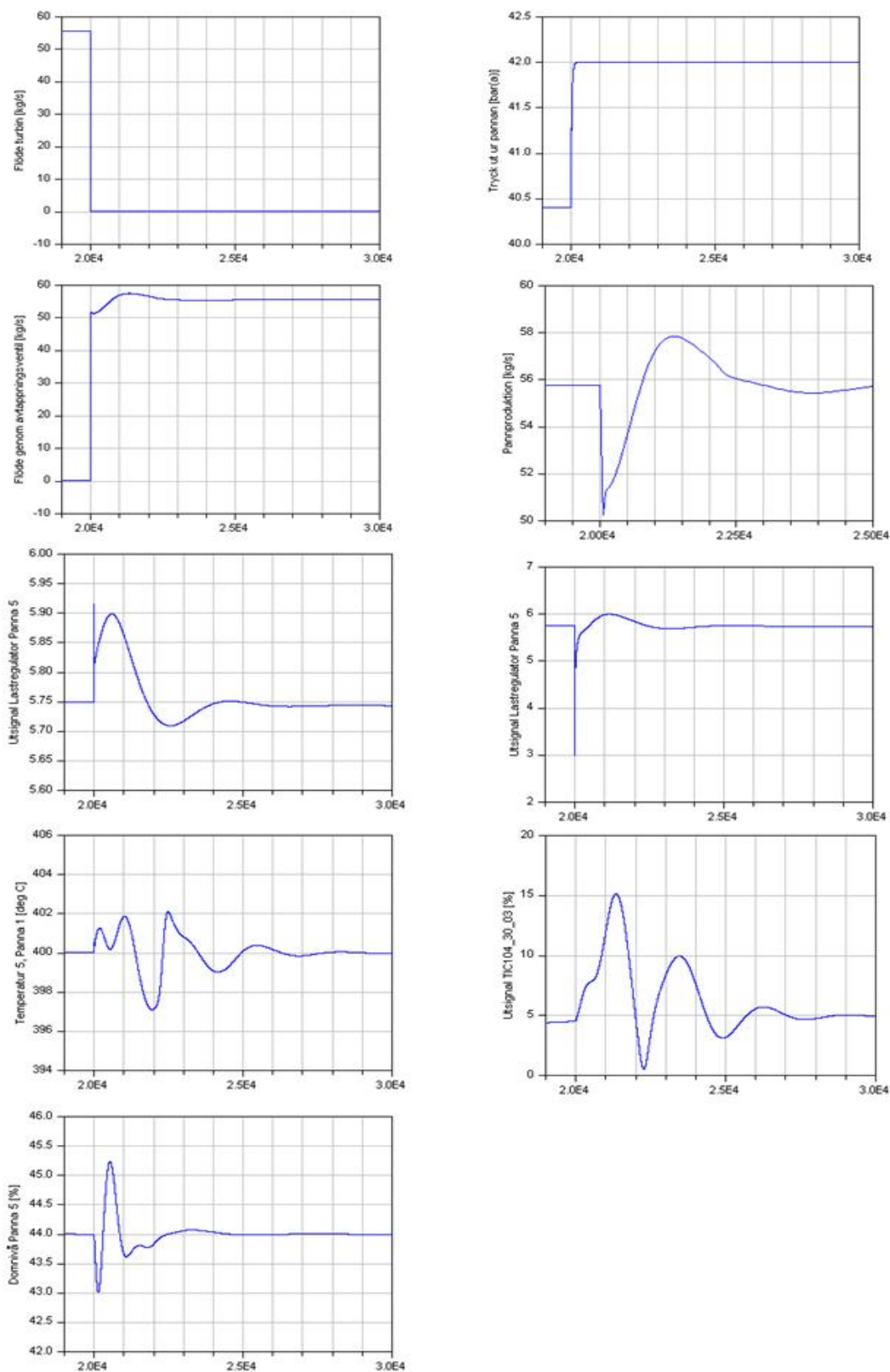
Som Figur 39 visar så ställer trycket in sig genom att styra stödlakonstanten i steg 3. Som nämnts i avsnitt 5.5 så regleras trycket i avtappning 2 genom styrning av ledskenor i turbinen och dessa ledskenor symboliseras av stödlakonstanten i steg 3. Ett högt värde på stödlakonstanten ger ett lägre tryckfall vid samma flöde. De två testerna visar att modellen uppträder som önskat och skulle kunna användas för dynamiska studier om mer information erhålls för regulatorerna.

6.5 Modellen i sin helhet

I detta avsnitt ska tester göras på modellen med de tre pannorna och ångturbinen ihopkopplade.

För att undersöka modellens samverkan har ett test gjorts där turbinen trippar. På anläggningen finns en dumpreglerventil som öppnas när trycket stiger ut ur pannan. Denna finns även med i modellen. Regulatorn som styr denna ventil har getts börvärde 41 bar(g) vilket är 1,6 bar högre än vad den panntrycksregulatorn som normalt styr har som börvärde. Vad dessa regulatorer har för reglerparametrar saknas det information om så det dynamiska beteendet kan inte visas i detta test. Däremot visar testet trender för vad som händer vid en trip.

Trippen har simulerats genom att stänga ventilläget till inloppsventilen för turbinen. Detta görs på 5 sekunder. Resultatet av vad som händer då kan ses i Figur 40. I figuren visas flödet till turbinen [kg/s], panntrycket [bar(a)], flödet till dumpreglerventilen [kg/s], pannproduktionen [kg/s], styrsignalen från lastregulatorn både före och efter passering av lågpasfiltret och derivatablock [kg/s], domnivån i panna 5 [%], temperaturen ut ur panna 1 [°C] och styrsignalen från regulator TIC104_30_03 som reglerar temperaturen ut ur panna 1 [%].



Figur 40 – Figuren visar vad som händer vid en trip av turbinen i modellen. Figurerna på den övre raden visar flödet till turbinen och panntrycket. På andra raden visas flödet till dumpreglerventilen och flödet ut ur pannan. På tredje raden visas styrsignalen från lastregulatorn för panna 5 och samma styrsignal när den passerat lågpasfiltret och derivatablocket. På fjärde raden visas temperaturen ut ur panna 1 och styrsignalen från TIC104_30_03. Längst ner visas dornnivån för panna 5. Varje ruta i figurerna motsvarar 1000 sekunder (eller ca 17 minuter).

När trippen sker, d.v.s. när ventilen stänger, ökar trycket i pannan. Detta beror på att då har ångan ingenstans att ta vägen. När trycket når 41 bar(g) öppnar dumpreglerventilen för att hålla nere trycket.

Det ökade trycket leder också till att den drivande kraften i ångflödet minskar vilket leder till en minskad pannproduktion temporärt. Detta svarar lastregulatorerna på genom en ökad styrsignal. Detta leder initialt till ytterligare minskning av pannproduktionen på grund av derivatablocket, som styrsignalen från lastregulatorn passerar. Detta derivatablock symboliserar som tidigare nämnt den kylande effekt ett ökat primärluftflöde har på pannorna.

Eftersom pannproduktionen minskar initialt kommer en för hög effekt tillföras de värmande enheterna. Detta leder till att temperaturen på ångan ökar vilket ångtemperaturregulatorn svarar på genom att öppna ventilen. Ångtemperaturregulatorn tar nästan 10000 sekunder på sig att hitta rätt styrsignal igen vilket tyder på att denna ångtemperaturreglering borde kunna förbättras.

När trippen sker går också nivån i ångdomarna ner eftersom trycket ökar i dem, vilket är rimligt. Den minskade styrsignalen från lastregulatorn gör att effekten som tillförs domarna minskar. Detta minskar ångmängden i stigtuberna vilket sänker nivån.

7 Optimering

Vid de tester som har beskrivits i kapitel 6 har det upptäckts att vissa delar av processen inte fungerar optimalt, både i form av reglerventiler och reglerfilosofi. I detta kapitel presenteras förslag på förbättringar. Dessutom besvaras vilken av reglerstrategierna som är bäst för domnivåregleringen och ångtemperaturregleringen av de som finns i panna 1 och de som finns i pannorna 4 och 5.

Verifieringstesterna för panna 1 visade att regulatorm som styr den andra kylvatteninsprutningen reglerade för snabbt. Nya parametrar för den ska därför presenteras.

Då lastregleringen inte har kunnat modelleras på en tillräckligt komplex nivå kommer inga förslag på förbättringar lämnas på den. Inte heller på domnivåregleringen kommer det lämnas förslag på nya reglerparametrar. Det huvudsakliga målet med byggandet av dommodellen var att få en modell som bättre beskriver nivån, samt att besvara vilken nivåreglerstrategi som är bäst.

7.1 Lambdametoden

För att hitta värden på reglerparametrarna i en PI-regulator kan ett så kallat lambdatest göras. Ett sådant görs genom att lägga regulatorm i manuell och styra dess styrsignal. En stegändring görs på styrsignalen och genom att betrakta responsen på mätvärdet kan parametrarna bestämmas genom ett specifikt beräkningsschema.

Regulatorförstärkningen, K , beräknas enligt formeln:

$$K = \frac{T_i}{K_p(\lambda + L)} \quad (\text{Ekv. 27})$$

där:

L är dödtiden för processens.

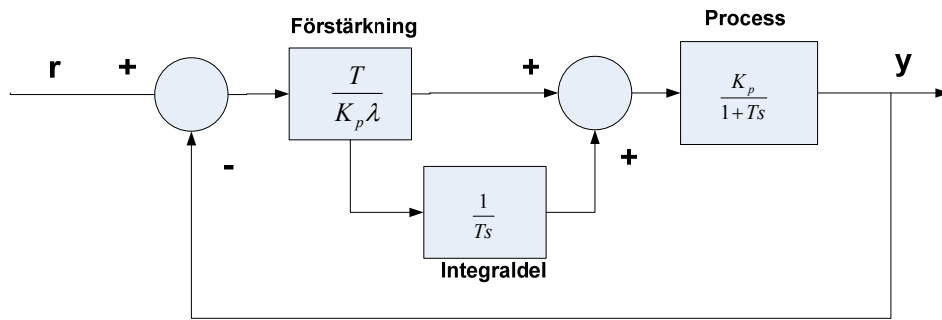
λ är den slutna kretsens tidskonstant, det vill säga den tid det tar för regulatorm i automatik att uppnå 63 % av en börvärdesändring. Normalt är att lambda väljs som en multipel av tidskonstanten med faktor 1, 2 eller 3.

K_p är processens förstärkning det vill säga kvoten mellan skillnad i mätvärde och skillnad i styrsignal från regulatorm:

$$K_p = \frac{\Delta y}{\Delta u} \quad (\text{Ekv. 28})$$

T_i för regulatorm väljs alltid till processens tidskonstant, $T_i = T$.

Teorin bakom λ -metoden kan härledas med följande resonemang. I Figur 41 ses hela det återkopplade systemet. Processens ses som ett första ordningens system med förstärkning K_p och tidskonstanten T . För enkelhetens skull sätter vi dödtiden, L , till noll.



Figur 41 - Härledning till val av reglerparametrar i lambdametoden.

Hela det återkopplade systemet kan uttryckas med följande uttryck:

$$(r - y) \frac{T}{K_p \lambda} \left(1 + \frac{1}{T_s} \right) \left(\frac{K_p}{1 + T_s} \right) = y \quad (\text{Ekv. 29})$$

där:

r = börvärdet

y = mätvärdet

Integraltiden har satts till tidskonstanten för processen som nämnts ovan. Eftersom integraldelen $1 + \frac{1}{T_s} = \frac{T_s + 1}{T_s}$ kan (Ekv. 29) förkortas till:

$$(r - y) \frac{1}{\lambda s} = y \quad (\text{Ekv. 30})$$

Detta kan skrivas om till:

$$y = \frac{r}{1 + \lambda s} \quad (\text{Ekv. 31})$$

Detta är en första ordningens överföringsfunktion med tidskonstant λ vilket innebär att förändringshastigheten för mätvärdet kommer öka med ett minskat λ . Väljs λ till tidskonstanten för processen, T , och det görs ett steg på börvärdet, kommer mätvärdet att anta 63 % av förändringen på tiden, $t = T$.

7.2 Ångtemperaturreglering i panna 1

Panna 1 har en enkel återkopplingsreglering av ångtemperaturerna att jämföra med pannorna 4 och 5 som har kaskadreglering. Det har också visats att temperaturen ut ur panna 1 är svängig (se Figur 18). Regleringen av panna 1 borde kunna förbättras och detta undersöks närmare i följande avsnitt.

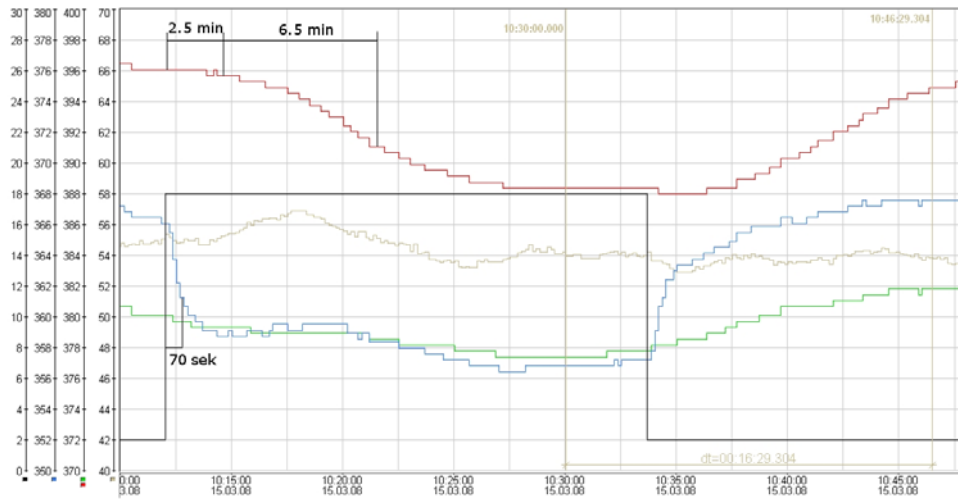
Ångpannmodellen har inte lyckats beskriva beteendet för den första kylvatteninsprutningen. Tidskonstanten har inte lyckats få tillräckligt lång utan att få fel respons på styrsignalen från ångtemperaturregulatören vid en stegändring. Dessutom är det troligt att kylventilen som används för att styra temperaturen i den första kylvatteninsprutningen glappar eller kärvar (se avsnitt 6.1.1). Av denna anledning används inte modellen för att optimera denna reglering. Det som behöver göras här är istället att ventilen ses över.

7.2.1 Lambdatest på TIC104_30_03 på Renova och i Dymola

Ett lambdatest utfördes på den andra kylningen i panna 1. Vid verifieringen upptäcktes att regulatören reglerade för snabbt vilket gjorde att temperaturen inte reagerade tillräckligt snabbt

på en ändrad styrsignal (se Figur 17). Nya parametrar ska därför tas fram för denna regulator med λ -metoden.

Vid lambdatestet ökades styrsignalen från TIC104_30_03 från 2 till 18 %. Då ändrades temperaturen i punkt 5 från 396 till 388 °C (se Figur 42).



Figur 42 - Figuren visar ett test av andra kylinsprutningen där regulator TIC104_30_03 kopplats bort. Den svarta linjen är signalen till kylventil 2, grön är temperaturen ut ur överhettare 2, Blå är temperaturen in till överhettare 3, röd är temperaturen ut ur överhettare 3 och brun är ångflödet ut ur pannan.

Denna temperaturförändring har formen av ett andra ordningens system men uppskattas som ett första ordningens system med dödtid. Dödtiden är 150 sekunder och tidskonstanten är 390 sekunder. Processförstärkningen är skillnaden i mätvärde dividerat med skillnad i styrsignal vilket ger:

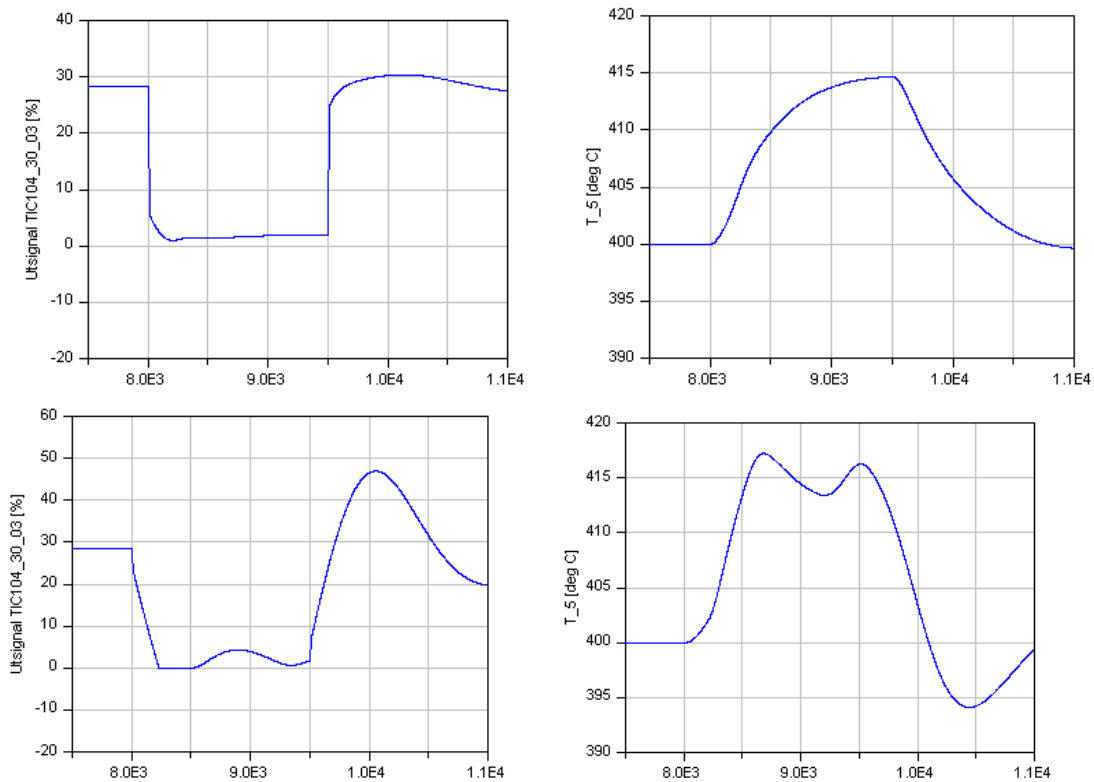
$$K_p = \frac{396 - 388}{18 - 2} = 0,5$$

Integraltiden är lika med tidskonstanten och λ sätts till tidskonstanten multiplicerat med 1 för att få en snabb reglering vilket ger:

$$K_{\text{verkligt}} = \frac{T_i}{K_p(\lambda + L)} = \frac{390}{0,5(1 \cdot 390 + 150)} = 1,44$$

Denna förstärkning måste omvandlas med en faktor 6,25 i implementeringen till regulatorn eftersom 100 % i styrsignal motsvarar 625 °C [appendix 10.2.1], vilket ger $K_{\text{angivet}} = 9,0$

I Figur 43 visas resultaten vid samma verifieringstest som gjordes vid verifieringen. Börvärdet på temperaturen ut ur pannan ökas i ett steg från 400 till 415 °C. De två övre graferna visar temperaturen och styrsignalen med de beräknade värdena på förstärkningen och integraltiden. De två undre graferna visar motsvarande signaler med de nuvarande värdena.



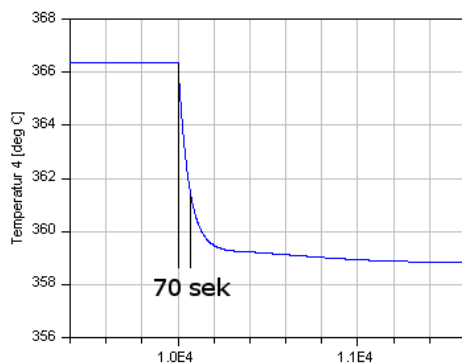
Figur 43 – Graferna visar resultaten från ett stegsvarstest på börvärdet som höjs från 400 till 415°C och sedan återställs. De två övre graferna visar temperaturen ut ur pannan och regulatorstyrsignalen med värden på förstärkning och integraltid beräknat med lambdametoden. De två undre visar motsvarande grafer med nuvarande värden på förstärkning och integraltid.

Figur 43 visar att de nya värdena ger stabilare reglering av temperaturen ut ur pannan. Trots att lambda valdes till tidskonstanten så går regleringen långsamt och regleringen skulle eventuellt kunna snabbas på genom att öka förstärkningen eller minska integraltiden.

Det har visats i Figur 21 att ventilen inte är linjär. För att förbättra regleringen ännu mer skulle en linjärisering av ventilen vara en idé. Detta görs genom att styrsignalen från regulatorn går till ventilen via ett block som anpassar regulatorstyrsignalen efter förstärkningen i ventilen. Eftersom ventilkarakteristiken för ventilens hela arbetsområde inte är känd har ingen sådan linjärisering gjorts.

7.2.2 Lambdatest på panna 1 i Dymola för kaskadreglering

En kaskadreglering för andra kylvatteninsprutningen likt det system som finns i pannorna 4 och 5 modellerades i Dymola. För att hitta goda värden för förstärkningen och integraltiden för de båda regulatorerna gjordes lambdatester i modellen. Det första steget i lambdatestet då det är kaskadreglering är att bestämma parametrarna för den sekundära regulatorn. Detta görs genom att styra signalen till reglerventilen och mäta tidskonstanten för temperatur 4 i panna 1. I Figur 44 visas temperatur 4 då styrsignalen från TIC104_30_03 ökas från 2 till 18 % på samma sätt som i Figur 20 i avsnitt 6.1.1.



Figur 44 - Lambdatest för parameterbestämning på den sekundära regulatorn. Grafen visar temperaturen in till överhettare 3 i panna 1, d.v.s. temperaturen direkt efter kylvatteninsprutningen.

Som kan ses i Figur 44 sjunker temperatur 4 från ca 366 till 359 °C.

$$K_p = \frac{366 - 359}{18 - 2} = 0,44$$

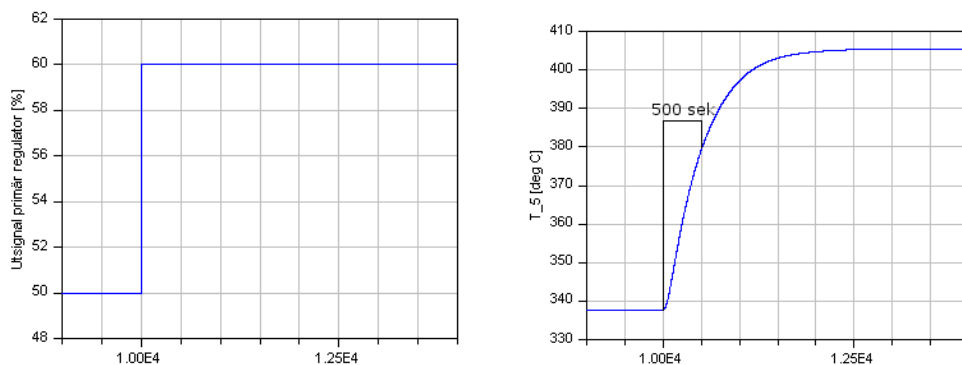
Då λ sätts till tidskonstanten.

$$K_{\text{verkligt}} = \frac{T_i}{K_p(\lambda + L)} = \frac{70}{0,44(1 \cdot 70 + 0)} = 2,29$$

$$K_{\text{angivet}} = 6,25K_{\text{verkligt}} = 14,3$$

Förstärkning 14,3 och integraltid 70 sekunder används i den sekundära regulatorn.

Steg två i lambdatestet är att ändra börvärdet till den sekundära regulatorn i ett steg och ha den primära regulatorn urkopplad. Börvärdet ändras från 50 till 70 procent. Detta leder till att den utgående ångan ändrar temperatur från 337 till 405 °C (se Figur 45).



Figur 45 - Lambdatest för parameterbestämning på den primära regulatorn. Den vänstra grafen visar temperatur 5, d.v.s. temperaturen ut ur pannan. Den högra grafen visar utsignalen från den primära ångtemperaturregulatorn.

Tidskonstanten är 500 sekunder. Med ett λ på tre gånger tidskonstanten erhålls följande värden för processförstärkningen och regulatorförstärkningen.

$$K_p = \frac{405 - 337}{60 - 50} = 6,8$$

$$K_{\text{verkligt}} = \frac{T_i}{K_p(\lambda + L)} = \frac{500}{6,8(500)} = 0,147$$

$$K_{\text{angivet}} = 6,25K_{\text{verkligt}} = 0,919$$

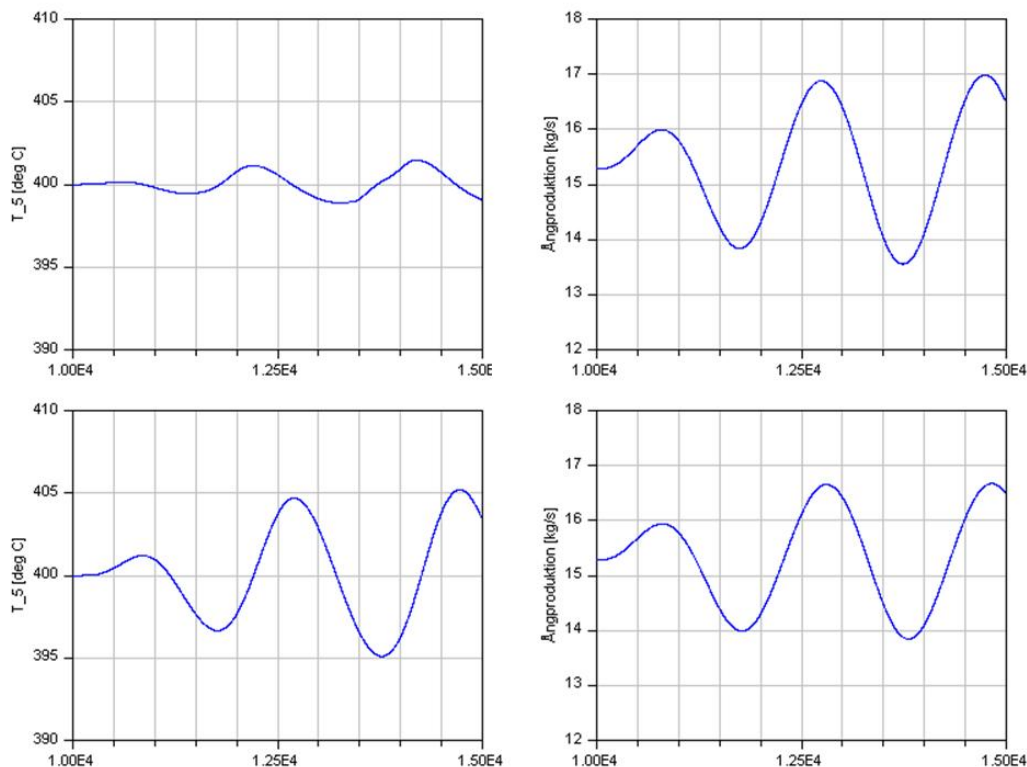
Testet säger alltså att förstärkningen ska sättas till 0,9 i regulatorn. Integraltiden tar samma värde som tidskonstanten, d.v.s. 500 sekunder.

λ -metoden har gett följande resultat för reglerparametrarna:

	Återkoppling	Kaskad (primär)	Kaskad (sekundär)
K	9	0,919	14,3
T _i (sek)	390	500	70

Tabell 3 – Reglerparametrar för de olika regulatorerna beräknade med λ -metoden.

En jämförelse kan nu göras mellan de båda reglerprinciperna beträffande hur väl de reglerar vid ett varierat bränsleflöde. Till styrsignalen från lastregulatorn adderas en sinusvåg med amplitud 0,1 och frekvens 0,0005 Hz. Detta ger en störning i bränsleflödet med 0,1 kg/s vilket är ca 2 % av normalt bränsleflöde. Detta skulle kunna jämföras med en variation i värmevärde med ca 2 % eftersom panneffekten är en faktor av bränsleflöde och värmevärde. Denna störning i bränsleflöde ger i sin tur en varierad ångproduktion. I de två övre figurerna i Figur 46 visas temperaturen ut ur panna 1 (°C) tillsammans med ångproduktionen (kg/s) då panna 1:s reglering i kylsteg 2 är med kaskadreglering och denna störning läggs till bränsletillförseln. De två nedre figurerna visar temperatur 5 och ångproduktionen när det är vanlig återkoppling i kylsteg 2. I båda testerna är reglerparametrarna framtagna med λ -metoden enligt ovan.

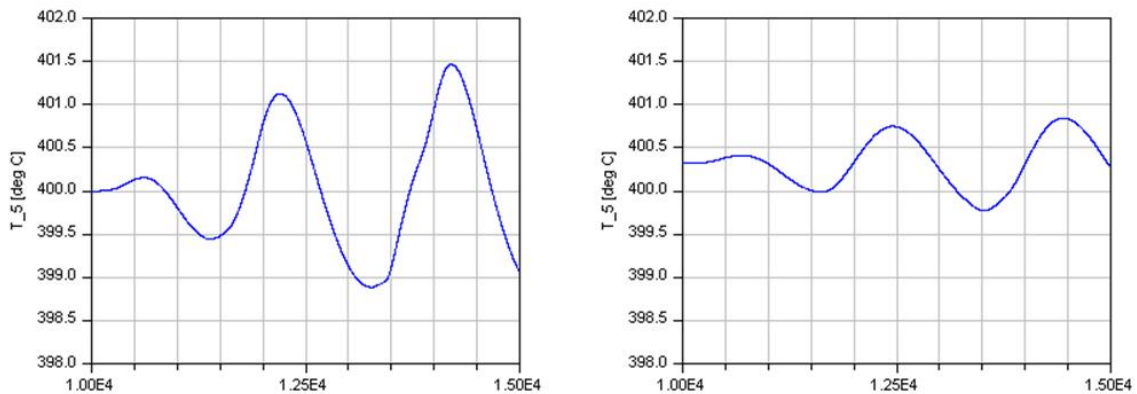


Figur 46 - Figuren visar hur bra regulatorn klarar av att svara på en varierad bränsletillförsel och ångproduktion. Figuren överst till vänster visar hur temperaturen regleras med kaskadreglering. Den nedre vänstra figuren visar samma temperatur utan kaskadreglering. De två högra figurerna är ångproduktionen i panna 1 vid de båda simuleringarna. En ruta motsvarar 500 sekunder eller ca 8 min.

Förstärkningarna och integraleiderna är de som räknats fram med lambdametoden i modellen. Som kan ses i Figur 46 så varierar temperaturen ut ur pannan mindre då ångtemperaturregleringen görs med kaskadreglering (den övre vänstra grafen i Figur 46) än då det är enkel återkoppling (den övre vänstra grafen i Figur 46). Den huvudsakliga

frågeställningen i detta examensarbete var att undersöka vilken av ångtemperaturregleringarna som fungerar bäst och detta visar tydligt att en kaskadreglering är att föredra, åtminstone för en störning med just denna frekvens.

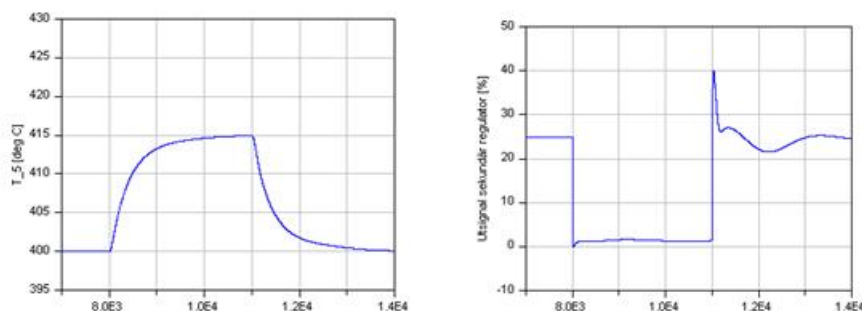
Möjligheter upptäcktes för att ytterligare förbättra denna kaskadreglering. Genom att öka förstärkningen i den sekundära regulatören drastiskt och göra den till en ren P-regulator upptäcktes det att det gick att förbättra temperaturregleringen. Nedan jämförs temperaturen ut ur panna vid motsvarande test som ovan. I den vänstra figuren har den sekundära regulatören förstärkning 14,3 och integraltid 70 sekunder. I den högra figuren har förstärkningen satts till 100 och integraltiden till 10 000 000 sekunder för att göra regulatören till en ren P-regulator.



Figur 47 – Figuren jämför hur bra temperaturen ut ur panna regleras med olika reglerparametrar i den sekundära regulatören. I den vänstra används reglerparametrar beräknade med lambdametoden och den högra ett fall där förstärkningen har ökat drastiskt och integraltiden satts väldigt lång. Observera att det är snävare y-axlar i denna figur jämfört med Figur 46. En ruta motsvarar 500 sekunder eller ca 8 min.

Som kan ses i Figur 47 blir regleringen bättre när den sekundära regulatören görs till en P-regulator. Temperaturen ut ur panna svänger mindre och slutsatsen kan dras att det är fördelaktigt att använda en hög förstärkning i den sekundära regulatören vid en störning av denna frekvens.

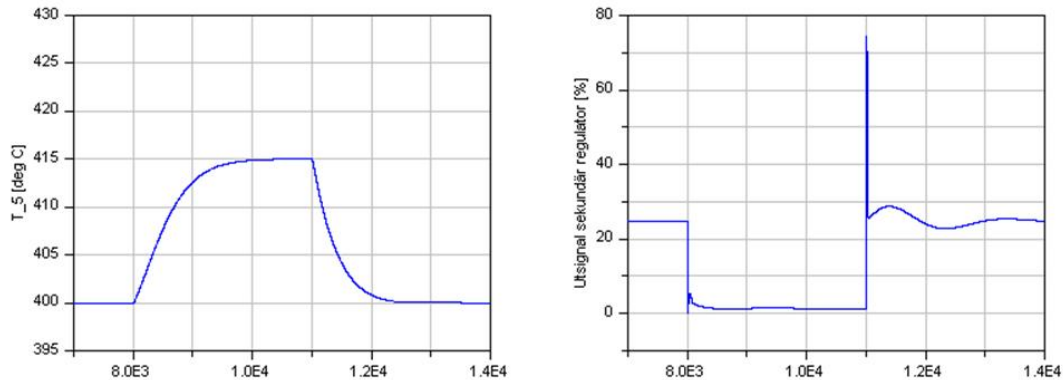
Ett test där börvärdet för temperatur 5 ökas från 400 till 415 °C, med temperaturen reglerad med kaskadreglering, kan ses i Figur 48. Regulatören har reglerparametrar beräknade med lambdametoden. Figuren till vänster visar temperaturen och figuren till höger visar signalen till kylventilen.



Figur 48 - Bilden visar hur temperaturen ställer in sig vid ett börvärdessteg på temperaturen ut ur panna. Vid testet regleras temperaturen ut ur panna med kaskadreglering med reglerparametrar beräknade med λ -metoden. En ruta motsvarar 1000 sekunder eller ca 17 min.

Som kan ses i Figur 48 tar det över 2000 sekunder (33 min) för regulatören att styra temperaturen till 415 °C trots att den sekundära regulatorns styrsignal har en översläng. Motsvarande test gjordes även då sekundärregulatören har förstärkning 100 och integraltid

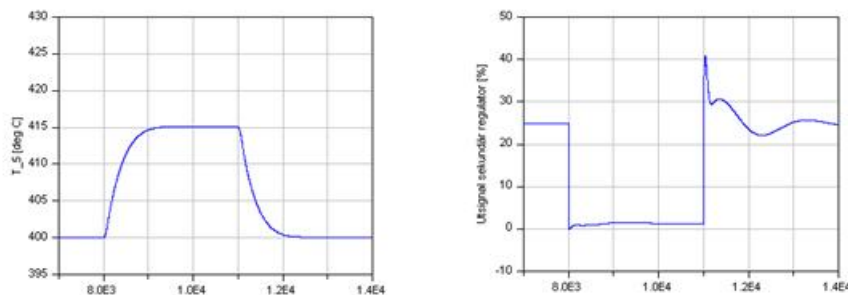
10 000 000 sekunder, d.v.s. samma värden använts i tester ovan där en störning har lagts på lasten. Detta gav resultatet enligt Figur 49.



Figur 49 – Bilden visar hur temperaturen ställer in sig vid ett börvärdessteg på temperaturen ut ur panna. Vid testet regleras temperaturen ut ur panna med kaskadreglering där förstärkningen i den sekundära regulatorn ökat till 100 och integraltiden satts till 10 000 000 sekunder. En ruta motsvarar 1000 sekunder eller ca 17 min.

Detta gav ingen förbättring av regleringen. Temperaturen tar ungefär lika lång tid på sig att ställa in sig som den gjorde med reglerparametrarna beräknade med lambdametoden. Däremot får styrsignalen en kraftigare översläng vilket inte är att föredra eftersom det kan slita på reglerventilen. Detta kan dock undvikas genom att sätta in en begränsning på hur snabbt börvärdet kan ändras. Minskas denna förändringshastighet kommer det inte bli en lika kraftig topp i styrsignal från regulatorn.

Regleringen kan snabbas på genom att sänka lambda i den primära regulatorn men detta skulle också ge en kraftigare översläng på styrsignalen. Ett annat alternativ är att minska integraltiden i den primära regulatorn. I Figur 50 ser man hur temperatur 5 ställer in sig vid samma test som ovan fast med integraltid 350 sekunder istället för processens tidskonstant, 500 sekunder.



Figur 50 - Bilden visar hur temperaturen ställer in sig vid ett börvärdessteg på temperaturen ut ur panna. Vid testet regleras temperaturen ut ur panna med kaskadreglering där integraltiden i den primära regulatorn minskats från 500 sekunder, som det är i Figur 48, till 350 sekunder. En ruta motsvarar 1000 sekunder eller ca 17 min.

Denna sänkning av integraltiden gör att temperaturen ställer in sig snabbare jämfört med resultatet i Figur 48, utan att överslängen på styrsignalen påverkas nämnvärt. Tiden till att den når maxvärdet har halverats från cirka 2000 till ungefär 1000 sekunder (17 min). Detta val av integraltid är därför att föredra. Däremot skulle en ännu snabbare integraltid ge överslängar på temperaturen vid ett börvärdessteg och bör därför inte väljas.

Sammanfattningsvis kan sägas att en störning på lasten regleras bättre då den sekundära regulatorn snabbas upp genom att ta bort integralverkan i regulatorn och öka förstärkningen. Denna reglering fungerar dock sämre vid ett steg i börvärdet men eftersom den primära

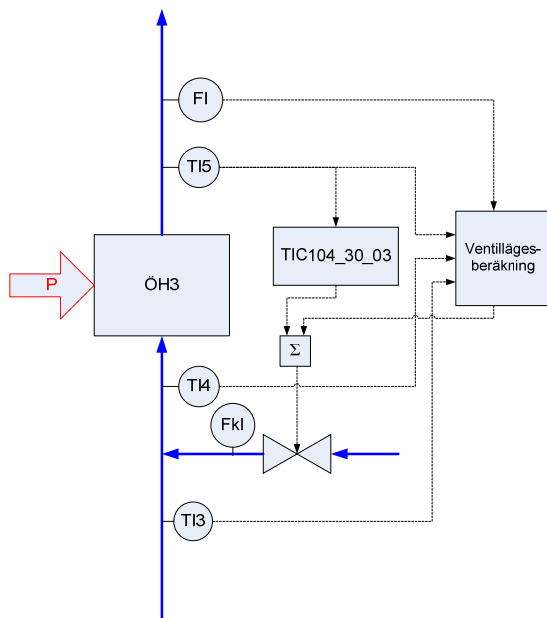
uppgiften för regulatören är att reglera temperaturen vid varierat tillstånd på inkommande ånga borde alternativet med en snabb sekundärregulator vara att föredra.

7.2.3 Framkopplingsreglering på panna 1

Tidigare reglerades panna 1 med en framkopplingsreglering, där derivatan på ångflödet och temperaturen på ångan efter kylningen gick in som framkopplingsbidrag i respektive regulator. Denna reglering fungerade inte och framkopplingen gav i huvudsak bara bidraget noll till regulatören. Detta kan läsas om i avsnitt 3.3.1.

En idé växte fram om att använda ångtemperaturerna för att beräkna vad ångflödet ska vara och framkoppla med detta och på så sätt hjälpa regulatören. Denna teori testades i modellen för att se om det skulle vara tillämpligt i den riktiga anläggningen.

Eftersom bränslet har varierande värmevärde skulle det vara fördelaktigt att förvarna regulatören om vilken effekt det är som överförs till överhettaren. Det skulle även vara bra att berätta för regulatören vad det är för temperatur på ångan den ska kyla. Dessa förvarningar sker med en värmebalans över kylningspunkten och överhettaren.



Figur 51 - Framkopplingsprincip för ångtemperaturregleringen där ventilläget beräknas fram för att hjälpa ångtemperaturregulatören.

Flödet ut ur pannan och temperaturerna 3, 4 och 5 går till en ventillägesberäkning enligt följande:

$$(F - F_k)h_3 + F_k h_k + P = Fh_{f,önskad} \quad (\text{Ekv. 32})$$

där:

F = Ångflödet ut ur pannan [kg/s]

F_k = Kylvattenflödet

h_3 = Entalpin i punkt 3 [kJ/kg]

h_k = Entalpin på kylvattnet [kJ/kg]

P = Tillförd effekt till överhettaren [kW]

$h_{5,önskad}$ = Entalpin på ångan ut ur pannan då ärvärdet är lika med börvärdet [kJ/kg]

Den tillförda effekten uttrycks med följande ekvation:

$$P = F(h_5 - h_4) \quad (\text{Ekv. 33})$$

där:

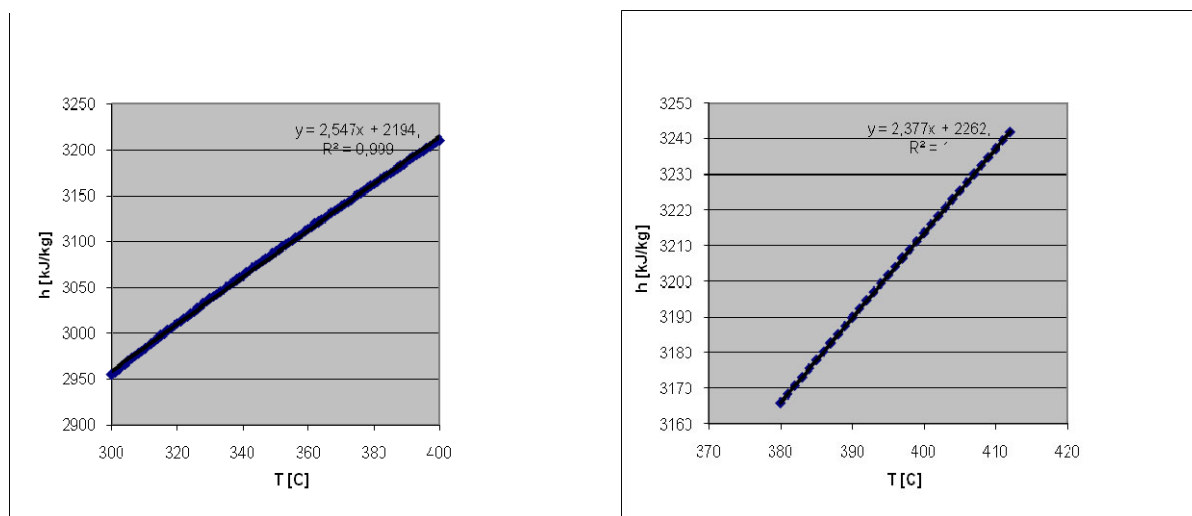
h_4 = Entalpin i punkt 3 [kJ/kg]

h_5 = Entalpin i punkt 3 [kJ/kg]

Genom att lösa ut kylflödet erhålls följande ekvation:

$$F_k = F \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_{5,\text{önskad}})}{h_3 - h_k} \quad (\text{Ekv. 34})$$

Entalpierna är funktioner av trycket och temperaturen. Trycket ut ur panna är 40,4 bar och innan överhettare 3 ungefär 42 bar. Grafer som visar hur entalpin förhåller sig till temperaturen vid dessa tryck visas i Figur 52.



Figur 52 - Den vänstra grafen visar entalpin som en funktion av temperaturen vid 42 bar. Den högra grafen visar motsvarande funktion vid 40,4 bar. I graferna visas även vad grafernas ekvationer är.

Ekvationerna i Figur 52 används sedan i beräkningen av kylvattenflöde. Kylvattenflödet omvandlas till ventilläge via en tabell i ventillägesberäkningen i Figur 51.

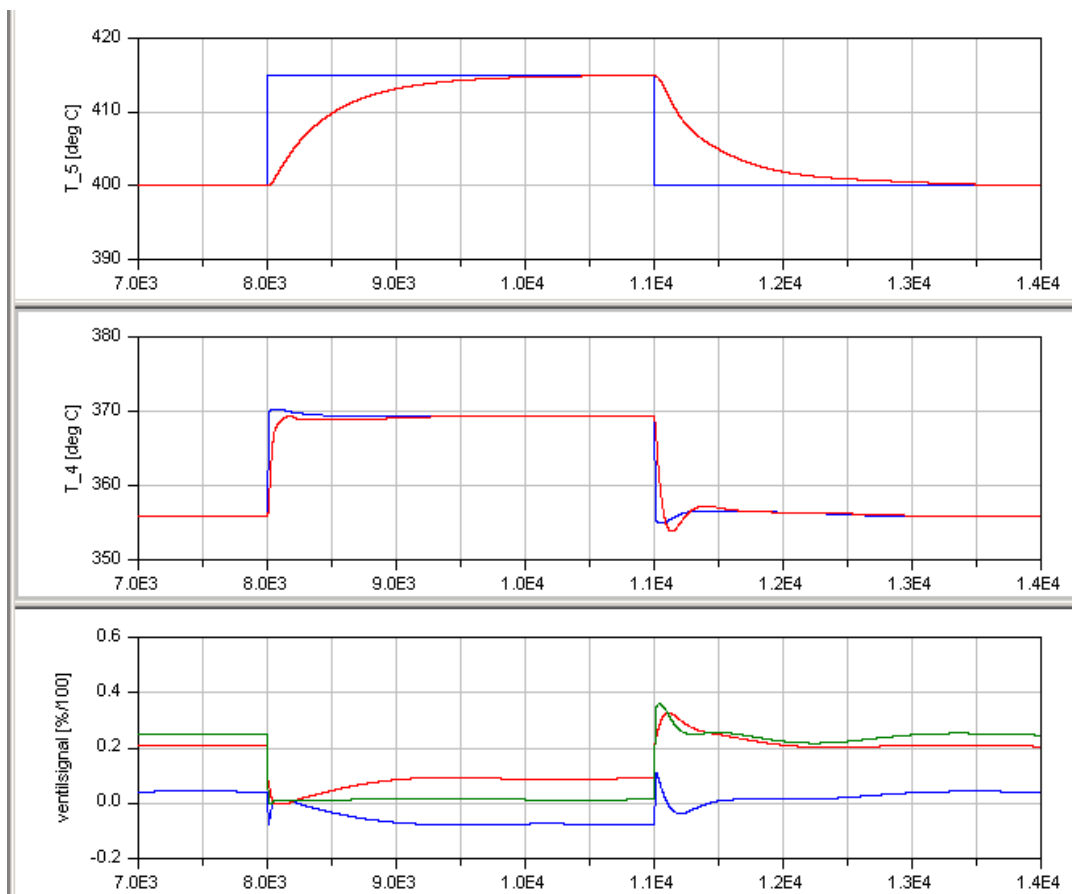
Denna beräkning av ventilläget summeras sedan med styrsignalen från en regulator. Som har visats i avsnitt 7.2.2 fungerar temperaturregleringen bättre med en kaskadreglering och därför används även i denna reglering en kaskadreglering. Summan av signalerna från ventillägesberäkningen och kaskadregulatorn måste ligga mellan 0-100 %. Detta gör att styrsignalen från den sekundära regulatorn i kaskaden måste ha en begränsning i styrsignalen från $(100 - ut_{\text{beräkning}}) \%$ till $(0 - ut_{\text{beräkning}}) \%$, där:

$ut_{\text{beräkning}}$ = styrsignalen från ventillägesberäkningen i procent.

Även $ut_{\text{beräkning}}$ begränsas mellan styrsignal 0 till 100 %.

Regulatorernas parametrar tas från avsnitt 7.2.2 där parametrarna beräknats enligt lambdametoden. Den primära regulatorn får därmed förstärkning 0,9 och integraltid 500 sekunder. Den sekundära regulatorn får förstärkning 14,3 och integraltid 70 sekunder.

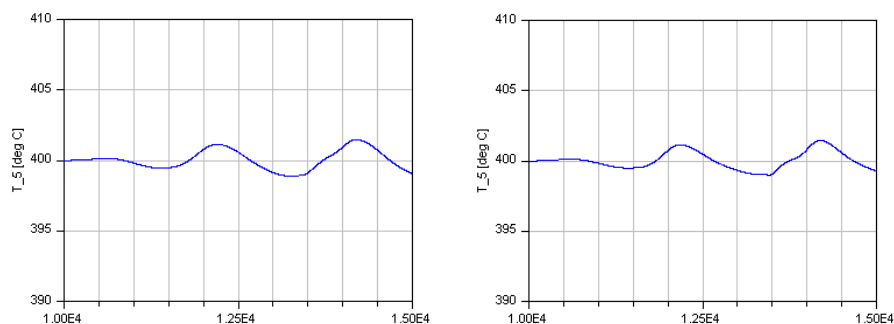
Ett test gjordes sedan i modellen där börvärdet på temperaturen ut ur panna ändrades från 400 till 415 °C. Resultatet från testet kan ses i Figur 53. I figuren visar den övre grafen temperaturen för temperaturen ut ur panna 1 och börvärdet för densamma. Den mellersta figuren visar temperaturen in till överhettare 3 och börvärdet för den. Den nedre visar det beräknade ventilläget från framkopplingsberäkningen, ventilkompenseringen från regulatorn och summan av de två.



Figur 53 – Figuren visar hur ångtemperaturen ut ur panna ställer in sig vid en stegändring i börvärdet. I den övre grafen är röd = temperaturen ut och blå = börvärdet för temperaturen ut. I den mellersta grafen är röd = temperaturen innan överhettare 3 och blå = börvärdet för temperaturen innan överhettare 3. I den nedre grafen är röd = det beräknade ventilläget och blå = styrsignalen från den sekundära regulatorn. Den gröna linjen är summeringen av beräkningen och regulatorstyrsignalen.

Denna reglering fungerar i modellen. Däremot går den förhållandevis långsamt. Den har fullgjort steget från 400 till 415 °C på runt 2000 sekunder. Detta är lika lång tid som det tar utan framkoppling (se Figur 44).

Figur 54 visar hur temperaturen ut ur panna 1 reagerar då framkopplingen är inkopplad och en störning läggs på bränsletillförseln, på samma sätt som i 7.2.2. I figuren till vänster regleras temperaturen utan framkoppling och i den högra regleras den med framkoppling.



Figur 54 – Figurerna visar hur temperaturen ut ur panna 1 svänger då en störning läggs på bränsletillförseln. Den vänstra bilden visar temperaturen utan framkoppling och den högra med framkoppling.

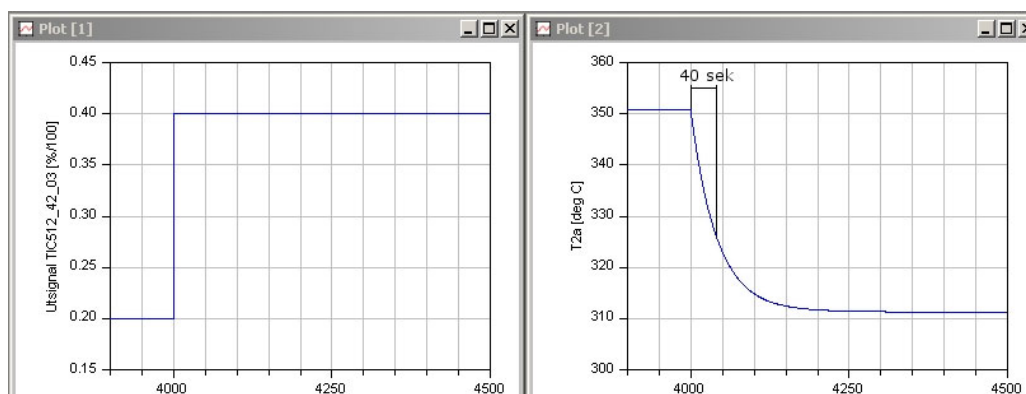
Som kan ses i Figur 54 ser man att temperaturen regleras lika bra om framkoppling används. Framkopplingsbidraget bidrar alltså inte till en bättre reglering och är därför inte rekommenderad att användas.

7.3 Ångtemperaturreglering i panna 5

För att få en uppfattning om valen av reglerparametrar är väl valda för panna 5 kan lambdatester göras i modellen. Eftersom modellen inte beskriver hur värmeöverföringen påverkas av ångtemperaturen blir processförstärkningen för temperaturen efter respektive överhettare inte samma i modellen som i verkligheten. Detta påverkar den primära regulatorns förstärkning som får ett beräknat värde som skiljer sig mot det värde som hade erhållits vid motsvarande test på anläggningen, för ett givet värde på lambda. I Figur 25 och i Figur 28 kan det ses att temperaturen ökar respektive sjunker mer i modellen än i anläggningen vid en ändring i kylventilläge. Förändringen är ungefär dubbelt så stor i modellen.

7.3.1 Lambdatest på TIC512_42_03 i Dymola

Då ett lambdatest görs på ett olinjärt system ska den högsta processförstärkningen användas [12]. Ventilkaraktäristiken i den mindre ventilen i modellen som denna regulator styr kan ses i Figur 26. Det är alltså lämpligt att vid ett lambdatest göra steget på styrsignalen till den mindre ventilen mellan 0,2 och 0,8. Ett steg på styrsignalen från regulatorn på 20 till 40 % ger en styrsignal till den mindre ventilen på 0,4 till 0,8 i öppningsgrad då denna ventil styr i intervallet 0-50 % i styrsignal från regulatorn.



Figur 55 - Lambdatest i modellen på lilla ventilen som styrs av TIC512_42_03.

Tidskonstanten, T , är 40 sekunder och temperaturen går från 351 till 311°C. Processförstärkningen blir:

$$K_p = \frac{351 - 311}{40 - 20} = 2$$

Vid ett val av lambda på ett gånger tidskonstanten blir förstärkningen:

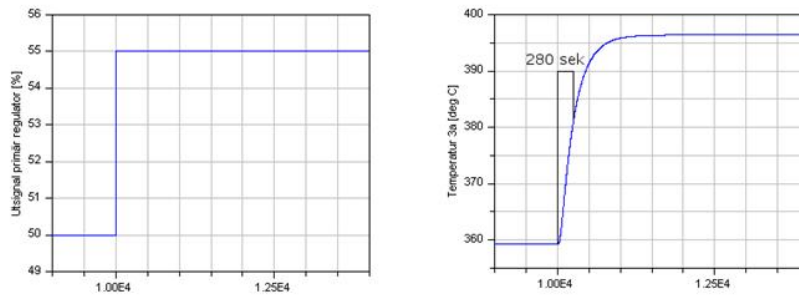
$$K_{\text{verkligt}} = \frac{T_i}{K_p (\lambda + L)} = \frac{40}{2(40 \cdot 1 + 0)} = 0,5$$

$$K_{\text{angivet}} = 6,25 K_{\text{verkligt}} = 3,12$$

Lambdametoden ger alltså en förstärkning på 3,12 och en integraltid på 40 sekunder. På Renova har TIC512_42_03 och TIC512_41_03 förstärkning 2 och integraltid 30 sekunder. Värdena på Renova skiljer sig alltså inte nämnvärt från de framtagna med lambdametoden och kan således anses rimliga.

Nästa steg är att göra ett steg på utsignalen från den primära regulatorn. I Figur 56 visas resultatet från ett test där utsignalen från den primära regulatorn ökar från 50 till 55%. Den

sekundära regulatorn, d.v.s. TIC512_42_03, har de reglerparametrar som beräknats ovan med lambdametoden.



Figur 56 - Lambdatest i modellen på den primära regulatorn som är i kaskad med TIC512_42_03.

Tidskonstanten, T , är 280 sekunder. Temperatur 3a ökar då från 359 till 396°C. Processförstärkningen blir:

$$K_p = \frac{396 - 359}{55 - 50} = 7.4$$

Då lambda väljs till ett gånger tidskonstanten, precis som i fallet med den sekundära regulatorn, blir förstärkningen:

$$K_{\text{verkligt}} = \frac{T_i}{K_p(\lambda + L)} = \frac{280}{7.4(280 \cdot 1 + 0)} = 0,135$$

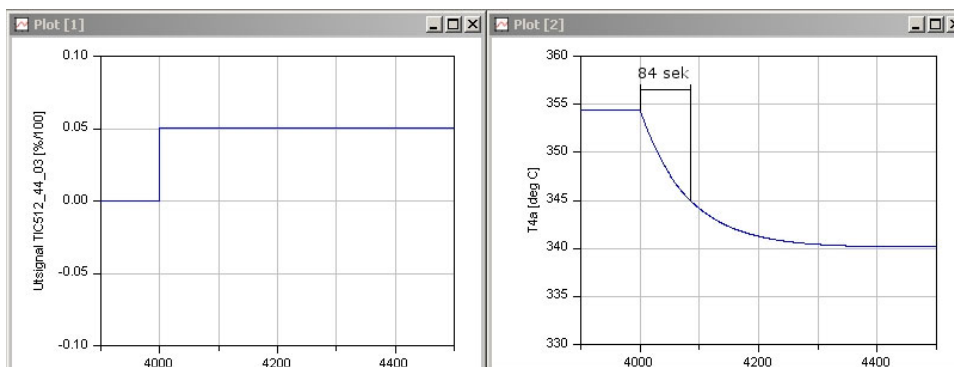
$$K_{\text{angivet}} = 6,25K_{\text{verkligt}} = 0,84$$

Lambdametoden ger alltså att den primära regulatorn i kaskadregleringen ska ha förstärkning 0,84 och integraltid 280 sekunder vid ett lambda som är lika med tidskonstanten. Eftersom processförstärkningen är ungefär dubbelt så stor i modellen motsvarar ett lambda på tidskonstanten i modellen ett lambda på ungefär 2T i anläggningen. Detta borde ge en förhållandevis robust reglering. Denna primära regulator används i dagsläget inte på Renova.

För att förbättra regleringen ytterligare kan ventilen linjäriseras. Eftersom den sanna ventilkarakteristiken inte är känd har ingen sådan linjärisering gjorts utan sätts som framtida arbete.

7.3.2 Lambdatest på TIC512_44_03 i Dymola

Den mindre ventilen som denna regulator styr är snabböppnande i modellen (se Figur 29). Processförstärkningen är alltså högst då det är låga värden på utsignalen. Ett steg görs på utsignalen från 0 till 5 % vilket ger en öppningsgrad på ventilen på 0 till 14 %.



Figur 57 - Lambdatest i modellen på lilla ventilen som styrs av TIC512_44_03.

Processförstärkningen blir:

$$K_p = \frac{354 - 340}{5 - 0} = 2,5$$

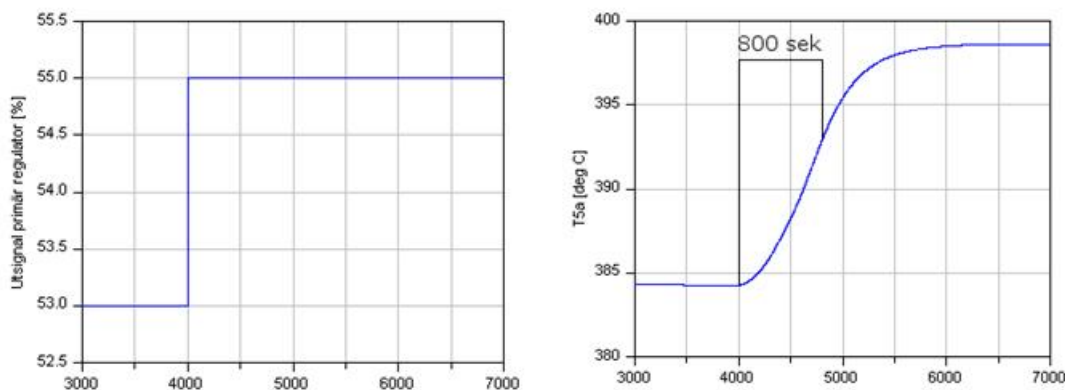
Tidskonstanten är 84 sekunder och i vanlig ordning sätts integraltiden till samma värde. Sätts lambda till ett gånger tidskonstanten blir regulatorförstärkningen:

$$K_{\text{verkligt}} = \frac{T_i}{K_p(\lambda + L)} = \frac{84}{2,5(84 \cdot 1 + 0)} = 0,4$$

$$K_{\text{angivet}} = 6,25K_{\text{verkligt}} = 2,5$$

Den beräknade förstärkningen blir alltså 2,5 medan integraltiden blir 84 sekunder. Regulatorförstärkningen på Renova, då endast den mindre ventilen arbetar, är 2,5 medan integraltiden är endast 20 sekunder. Värdet för integraltiden som beräknats fram och som används på anläggningen skiljer sig alltså. Den kortare integraltiden som används på Renova ger sämre stabilitetsegenskaper. Dessutom visade testerna för panna 1 att det är att föredra om den sekundära regulatorn är en ren P-regulator. Detta är ett tecken på att bättre värden för TIC512_44_03 skulle kunna tas fram. För att få ett bättre svar på detta skulle ventilerna som TIC512_44_03 styr studeras noggrannare så att den sanna ventilkarakteristiken tas fram och sedan göra nya tester i modellen.

För att få fram reglerparametrar för den primära regulatorn görs ett steg på dess utsignal. I Figur 58 visas vad som händer med temperatur 5a vid ett steg på utsignalen från 53 till 55%.



Figur 58 - Lambdatest i modellen på den primära regulatorn som är i kaskad med TIC512_44_03.

Som kan ses i Figur 58 så ökar temperaturen långsamt vid en förändring i ventilläge. Det tar 800 sekunder för temperaturen att nå 63% av sitt slutvärde. Integraltiden är således 800 sekunder. Processförstärkningen är:

$$K_p = \frac{398 - 384}{55 - 53} = 7$$

Om lambda sätts till tidskonstanten blir regulatorförstärkningen:

$$K_{\text{verkligt}} = \frac{T_i}{K_p(\lambda + L)} = \frac{800}{7(800 \cdot 1 + 0)} = 0,14$$

$$K_{\text{angivet}} = 6,25K_{\text{verkligt}} = 0,875$$

Den beräknade regulatorförstärkningen är 0,875 vilket kan jämföras med 1 vilket är den som används på anläggningen. Här ska dock has i åtanke att de bör skiljas åt på grund av den skillnad i processförstärkning som är mellan modellen och anläggningen. Integraltiden har uppskattats till att den ska vara 800 sekunder. Denna tid på anläggningen är 601,20 sekunder. Förstärkningen och integraltiden i modellen respektive på anläggningen är alltså i samma

storleksordning. Reglerparametrarna på Renova får därmed anses rimliga för den primära regulatorm som sätter ärvärde till TIC512_44_03.

7.4 Domnivåreglering

En uppgift i examensarbetet var att studera vilken av reglerprinciperna som fungerar bäst, den i panna 1 eller den som används i pannorna 4 och 5. Detta kan modellen användas till. I avsnitt 6.2 beskrivs ett verifieringstest för domen där resultatet från ett börvärdessteg på anläggningen jämfördes med ett likadant steg i modellen. Samma steg kan göras i modellen för panna 5 fast med domen i reglering med samma reglerprincip som i panna 1.

Innan testet kan göras med panna 1:s reglerprincip måste regulatorm anpassas. Det första som måste göras är att sätta samma förstärkning och integraltid i nivå och flödesregulatorm i panna 1 som det är i panna 5:s regulatorer.

Utöver detta så måste kaskadregleringen anpassas. Reglerprincipen för panna 1 beskrivs i 3.2. Domnivån styrs genom att styra en temperaturkorrigerad nivå enligt (Ekv. 3).

$$L_{T-korr} = 0,29(T + 1000(L - 0,8)) + 1000(L - 0,8) \quad (\text{Ekv. 3})$$

L_{T-korr} = temperaturkorrigerad domnivå

T = matarvattentemperatur (°C)

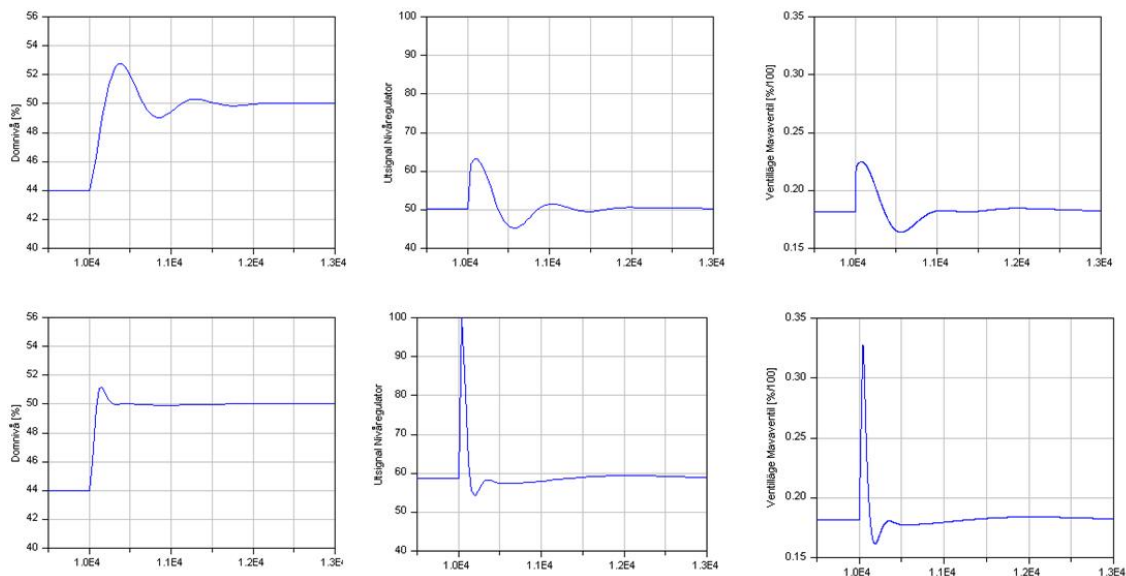
L = domnivå (m)

I panna 1 används ett börvärde 10. Detta ger domnivå 0,75 meter. Panna 5 styrs mot börvärde 44 % (0,95 meter) för nivån. För att erhålla denna nivå skrivs (Ekv. 3) om enligt följande:

$$L_{T-korr} = 0,29(T + 1000(L - 1,0)) + 1000(L - 1,0) \quad (\text{Ekv. 35})$$

Domnivån subtraheras alltså med 1,0 istället för 0,8. Dessutom ändras börvärdet för den temperaturkorrigerade nivån till 9 istället för 10. Dessa förändringar gör att domnivån hålls 44 %.

Figur 59 visar resultaten från ett test där börvärdet för nivån i domen i panna 5 ökar från 44 till 50 %. De två övre figurerna visar nivån och utsignalen från nivåregulatorm då domnivån regleras med domreglerprincipen som finns i panna 5. De två nedre figurerna visar motsvarande figurer då domen i panna 5 regleras med domreglerprincipen som finns i panna 1.



Figur 59 – Figuren jämför hur bra de två reglerprinciperna fungerar för panna 1 och för pannorna 4 och 5. De tre övre figurerna visar domnivån i procent, utsignalen från nivåregulatorn och ventilläget för MAVA-ventilen då domen regleras med panna 5:s reglerprincip. De två undre visar samma resultat fast med domen i reglering med panna 1:s reglerprincip. En ruta motsvarar 500 sekunder eller ca 8 min.

Figurerna visar att domnivån regleras in snabbare till sitt nya börvärde då domen regleras med den reglerprincip som finns i panna 1. Överslängen på nivån blir dessutom lägre på nivån. Däremot reagerar utsignalen från nivåregulatorn kraftigare med reglerprincipen i panna 1 och når sin maxutsignal. Detta i sin tur ger en kraftigare topp för matarvattenventilläget. Slutsatsen kan dras att nivåregleringsprincipen som är i panna 1 är det bättre alternativet om det kan accepteras så kraftig ventilaktivitet.

På anläggningen fungerar, som tidigare nämnts, domregleringen av panna 5 bättre än panna 1 och detta beror på två saker. Dels är domen i panna 1 mindre vilket gör den känsligare för förändringar, och dels kommer en blandning av ånga och vätska in till domen i panna 1 vilket gör nivån mer svårreglerad.

8 Slutsatser

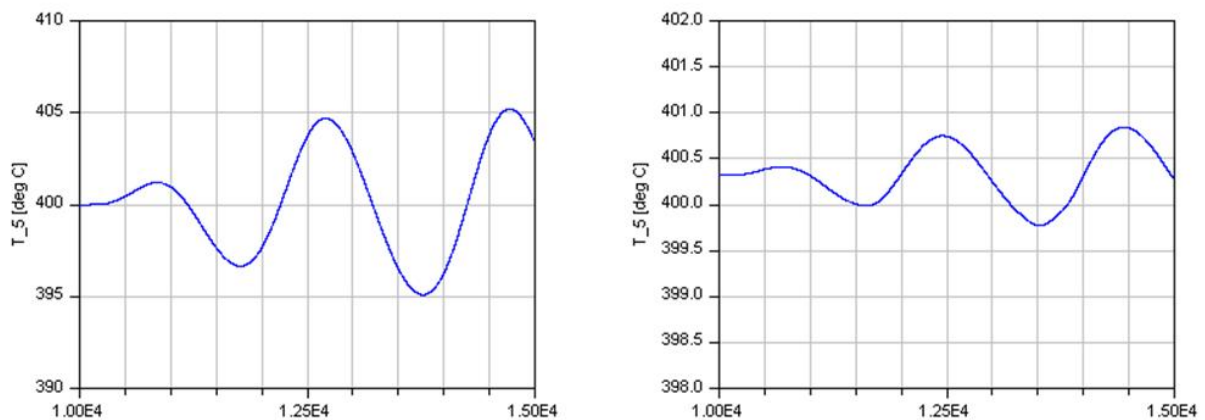
De två huvudfrågeställningarna var då examensarbetet startade följande två:

- Vilken av de två olika reglerprinciperna för domnivån som används på anläggningen är att föredra?
- Vilken av de två olika ångtemperaturreglerprinciperna som används på anläggningen är att föredra?

Detta besvaras i detta avsnitt. Dessutom dras slutsatser om dom- och ångturbinmodellen. Utöver detta läggs förslag fram på förbättringar som bör göras i anläggningen

8.1 Ångtemperaturreglering

En frågeställning i detta examensarbete var att titta på de olika reglerprinciperna i panna 1 och pannorna 4 och 5 och se vilken som fungerar bättre. I avsnitt 7.2.2 gjordes ett test av ångtemperaturregleringen i pannmodellen genom att störa bränsletillförseln. Resultatet från detta test kan ses i Figur 60.



Figur 60 - Figuren till vänster visar hur temperaturen ut ur panna 1 regleras med återkoppling. Den högra figuren visar samma temperatur med kaskadreglering.

I Figur 60 visar den vänstra figuren temperaturen ut ur panna 1 med återkopplingsreglering. Den högra figuren visar hur temperaturen varierar med en kaskadreglering. Som kan ses hålls temperaturen mer stabil då det är kaskadreglering vilket besvarar frågeställningen ovan. Dessutom visas i avsnitt 3.3.1 att den framkopplingsreglering som panna 1 skulle styra ångtemperaturen med inte kan fungera i praktiken.

8.1.1 Åtgärder som bör göras

Under examensarbetets gång har vissa problem upptäckts på anläggningen. Nedan beskrivs åtgärder som skulle kunna göras för att förbättra driften av anläggningen.

TIC104_20_03 i panna 1

Kylvattenflödet genom ventilen som styrs av denna ångtemperaturregulator har varit ett mysterium under detta examensarbete. Problemet är att kylvattenflödesmätaren visar ett orimligt lågt värde med de värden på temperatur och tryck som är tagna från processen (se 6.1.1). Denna flödesmätare borde därmed ses över.

TIC104_30_03 i panna 1

Ångtemperaturregulator TIC104_30_03 styr temperaturen ut ur panna 5. Det upptäcktes under examensarbetet att denna regulator reglerar för snabbt så nya reglerparametrar togs fram.

TIC104_30_03 har i dagsläget förstärkning 1,2 och integraltid 38,42 sekunder. Genom ett lambdatest på anläggningen och simuleringar i modellen kunde nya parametrar tas fram, både med och utan kaskadreglering. Dessa värden kan ses i Tabell 3.

	Återkoppling	Kaskad (primär)	Kaskad (sekundär)
K	9	0,919	14,3
T _i (sek)	390	500	70

Tabell 3 – Reglerparametrar för de olika regulatorerna beräknade med λ -metoden.

Tabell 3 visar att om inte reglerprincipen görs om, d.v.s. om ångtemperaturen ut ur panna 1 fortsätter regleras med återkoppling, ska både förstärkningen och integraltiden göras större. Införs kaskadreglering ska den primära regulatorn ha förstärkning 0,919 och integraltid 500 sekunder, medan den sekundära regulatorn har förstärkning 14,3 och integraltid 70 sekunder.

Ångtemperaturregulatorer i panna 5

När panna 5 verifierats kunde lambdatester göras på både de sekundära regulatorerna och de primära regulatorerna i de olika kylvatteninsprutningarna. Däremot motsvarar ett val av lambda i modellen ett ungefär dubbelt så högt lambda på anläggningen. Detta på grund av att processförstärkningen i modellen och anläggningen skiljer sig lite åt.

Lambdatesterna visade att den primära regulatorn i de första kylvatteninsprutningarna i de bägge ångstråken har rimliga värden. Dessutom togs värden fram för en eventuell primär regulator och dessa. En sådan regulator används inte på Renova för de två första kylvatteninsprutningarna. I Tabell 4 visas de beräknade reglerparametrarna för den primära och den sekundära regulatorn i det första kylsteget i de bägge ångstråken. Värdena inom parentes är de värden som i dagsläget används på Renova.

	Primär	Sekundär
K	0,84	3,12 (2)
T _i (sek)	280	40 (30)

Tabell 4 – Reglerparametrar för den första kylvatteninsprutningen i de bägge ångstråken beräknade med lambdametoden. Inom parentes visas de värden som används i dagsläget på Renova.

Motsvarande tester på det andra kylsteget i de bägge ångstråken ses i Tabell 5.

	Primär	Sekundär
K	0,875 (1,0)	2,5 (2,5)
T _i (sek)	800 (601,20)	84 (20)

Tabell 5 - Reglerparametrar för den andra kylvatteninsprutningen i de bägge ångstråken beräknade med lambdametoden. Inom parentes visas de värden som används i dagsläget på Renova.

De beräknade värdena med lambdametoden är i samma storleksordning som på anläggningen. Det enda värde som skiljer sig rejält mellan det beräknade värdet och det som används på anläggningen är integraltiden i den sekundära regulatorn.

För att hitta så bra värden som möjligt skulle en linjärisering av ventilerna kunna göras för att få en bra reglering över hela reglerområdet.

Ventiler

Då testerna på Renova gjordes upptäcktes att vissa ventiler inte reglerar som de ska och därmed borde åtgärdas eller bytas ut. Ventilen som TIC104_20_03 styr verkade ha hamnat i ett glapp eller ett läge där den kärvar då stegsvarstestet gjordes på börvärdet på denna regulator (se avsnitt 6.1.1). Även de större ventilerna som styrs av TIC512_41_03 och TIC512_42_03 fungerar dåligt som reglerventiler då de verkar kärva. En ändrad styrsignal påverkar inte kylvattenflödet. Tydligast syns detta i Figur 24 där ångtemperaturen är konstant över en period på tre minuter trots en ändrad styrsignal på 6 %.

Utöver att åtgärda eller byta ut ventilerna bör regleringen ses över så att regulatorerna använder bättre reglerparametrar. Linjärisering av ventilerna skulle göras för att skapa bättre förutsättningar för regulatorerna att reglera ångtemperaturen över ventilernas totala arbetsområde.

8.2 Dommodell

Under detta arbete byggdes en modell av en ångdom som beskriver hur domnivån varierar vid ändrad bränsletillförsel. Resultatet av denna modell kan ses i avsnitt 6.2. Den önskade effekten var att domnivåbeteendet i Renovas pannor skulle beskrivas bättre, d.v.s. nivån skulle öka vid en ökad bränsletillförsel. Detta resultat har uppnåtts.

Modellen kunde också besvara frågan om vilken av de två domreglerprinciperna som finns på anläggningen som är den bättre. Detta finns beskrivet i avsnitt 7.4 och visar att domreglerprincipen i panna 1 reglerar in nivån snabbare vid ett stegsvarstest. Däremot ger den ett svängigare beteende av styrsignalen. Reglerprincipen i panna 1 får därför anses vara det bättre alternativet om det kraftig ventilaktivitet kan accepteras.

8.3 Turbinmodell

Eftersom det inte gjordes några verifieringstester på ångturbinen har den inte kunnat verifieras. Däremot kunde tester i modellen visa att ångturbinmodellen och dess reglering av de olika avtappningarna uppträder som förväntat. Ångturbinmodellen skulle därför kunna användas för dynamiska studier om mer information hämtas om regulatorerna och verifieringstester görs för den specifika turbinen.

9 Fortsatt arbete

I detta avsnitt ska några funderingar på förbättringar presenteras som inte har hunnits undersökas närmare.

9.1 Ventiler

Eftersom vissa ventiler inte reglerar optimalt och är olinjära borde dessa ses över. Ventiler som inte fungerar optimalt gör att regleringen blir svår att optimera och det är därför viktigt att ventilerna ses över innan en regleroptimering utförs. De ventiler som framförallt berörs av detta är:

Ventil	Problem
Ventil som styrs av TIC104_20_03	Glappar eller kärvar
Ventil som styrs av TIC104_30_03	Olinjär
Den större ventilen som styrs av TIC512_41_03	Glappar eller kärvar
Den större ventilen som styrs av TIC512_42_03	Glappar eller kärvar
Den mindre ventilen som styrs av TIC512_42_03	Olinjär
Den mindre ventilen som styrs av TIC512_44_03	Olinjär
Den mindre ventilen som styrs av TIC512_43_03	Olinjär

Tabell 6 – Tabellen visar de ventiler i pannorna 1 och 5 som antingen är olinjära eller glappar eller kärvar.

Ventilerna i Tabell 6 som glappar eller kärvar bör ses över. De olinjära ventilerna bör linjäriseras. Eftersom inte hela ventilernas arbetsområden har undersökts i detta arbete skulle det behövas göras för att de ska kunna linjäriseras. Kanske upptäcks också då fler områden där ventilerna fungerar dåligt.

När ventilerna har setts över kan motsvarande ventiler i modellen ges samma ventilkarakteristik och nya reglerparametrar kan tas fram med hjälp av modellen.

9.2 Midranging

En reglerfilosofi som inte har undersökts noggrannare i detta examensarbete men som skulle kunna vara intressant i ångtemperaturregleringen är midranging [13]. Midranging används då regleringen sker med två ventiler. Principen innebär att man vill undvika att bottna den mindre av de två ventilerna, det vill säga hamna i ett läge då den är helt öppen. Den större av ventilerna ska vara i ett sådant läge att den mindre ventilen ligger på 50 % av sin öppningsgrad. Detta resulterar i att regleringen sker med den mindre ventilen vilket ger en mer känslig reglering. Lösningen på detta erhålls genom följande funktion.

$$\dot{u}_2 = -\frac{\pi s^2}{Q} \tan\left(\frac{\pi u_1}{Q} - \frac{\pi}{2}\right) \quad (\text{Ekv. 36})$$

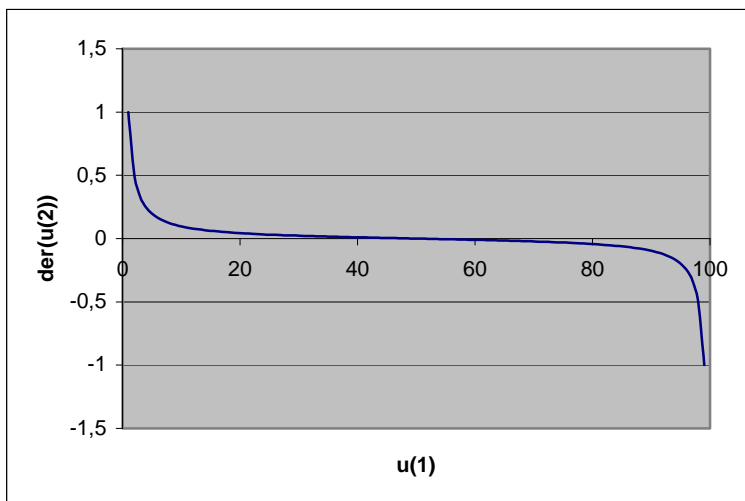
där:

s = ”tuffheten” på regleringen det vill säga ett mått på hur snabbt regulatorn ska reglera

u_1 = ventilläget på den mindre ventilen

\dot{u}_2 = ventillägesförändringen på den större ventilen

Q = maxvärdet på u_1 som här är 100 %



Figur 61 - Midrangingfigur med $s=1$, där värdet på y-axeln är öppningshastigheten på den större ventilen och värdet på x-axeln är öppningsläget på den mindre.

Det man vill åstadkomma är att hitta ett sådant läge på \dot{u}_2 som håller u_1 vid 50 %. Denna metod kräver dock att ventilerna inte glappar eller kärvar. Kärvar eller glappar den stora ventilen kan man lösa detta genom att ha en styckvis konstant styrning av den stora ventilen för att undvika de problemområden som ventilen har. Denna reglering ska precis som med Midranging-regleringen designas på sådant sätt att man undviker att den lilla ventilen öppnas helt.

9.3 Ångdomen i panna 1

Nivån i domen i panna 1 är svängig på grund av att en blandning av ånga och vätska kommer in till domen. Detta beror på att ekonomisern i pannan är överdimensionerade. Ett sätt att komma runt detta skulle vara att ordna ett temperaturreglersystem likt det som finns för ångan för att undvika för hög temperatur på det inkommande vattnet. Detta skulle innebära att en regulator måste införas som håller temperaturen på en given nivå och att kylvattenledningar installeras mellan ekonomisern och ångdomen.

9.4 Förbränningsmodell

Det har upptäckts under detta examensarbete att temperaturen på ångan påverkas av temperaturen på avgaserna. Detta kan läsas om i avsnitt 6.1.1. Eftersom den överförda effekten till ångan påverkas av avgastemperaturen ger en förändring i ångtemperatur även en förändring i den överförda effekten till ångan. Detta fenomen finns inte i nuvarande förbränningsmodell och här finns därmed möjligheter till förbättringar av modellen. Detta skulle ge en sannare bild av processförstärkningen vid överhettarna vilket i sin tur ger exaktare värden för regulatorförstärkningen vid ett lambdatest.

10 Referenser

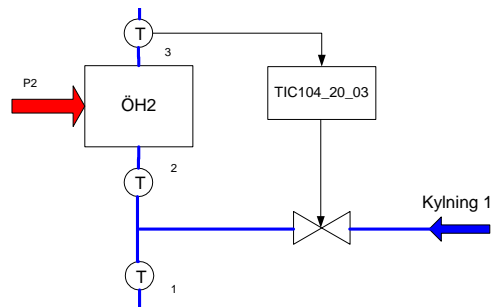
- [1] Renova (2006). *Miljörapport 2006*. Diarienummer 0189/07
- [2] Alvarez, Henrik (2006). *Energiteknik*. Studentlitteratur. ISBN 91-44-05409-3
- [3] Elliot, Richard J. Lira, Carl T (1999). *Introductory Chemical Engineering Thermodynamics*. Prentice-Hall PTR. ISBN 0-13-011386-7
- [4] Hägglund, Tore (1997). *Praktisk Processreglering*. Studentlitteratur. ISBN 91-44-00349-8
- [5] Axner, Jonas (2008). Muntlig källa på Renova
- [6] Olofsson, Gunnar(2008). Muntlig källa på Renova
- [7] Gohlke, O. Seitz, A. *Innovative approaches to increase efficiency in EFW plants – Potential and limitations*. Martin GmbH für umwelt und energietechnik. Hartmut Spliethoff, Technische Universität. München
- [8] Siemens. *Turbinregulator – Systembeskrivning*. B-2414-15
- [9] Dynasim (2004). *Dymola Multi-Engineering Modeling and Simulation: Dymola User Manual*. Version 5.3
- [10] Björk, Gabriel (2005), *Dynamisk modellering av energisystem*. Institutionen för Energi och miljö, Värmeteknik och maskinlära. Examensarbete 4-2005
- [11] Åström, K. J. Bell, R.D (1988). *Simple Drum-Boiler Models*. Proc. IFAC international symposium on power systems, modelling and control applications. Brussels, Belgium
- [12] SSG, Skogsindustriernas teknik AB (1999). *Regleroptimering*
- [13] Per Rutquist, On infinite-horizon state-constrained optimal control with application to a fuel cell APU, Department of signals and systems, Chalmers, ISSN: 1403-266X

Appendix

10.1 Panna 1

10.1.1 Beräkning av kylvattenflöde för TIC104_20_03

Data i följande beräkning är taget genom att ta medelvärde på de olika mätningarna över en timme.



$$\dot{m}_{\text{ånga,ut}} = 54.3 \text{ ton} / \text{h} = 14.67 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{\text{kylning2}} = 1.32 \text{ ton} / \text{h} = 0.37 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{\text{ånga2}} = \dot{m}_{\text{ånga,ut}} - \dot{m}_{\text{kylning2}} = 14.30 \text{ kg} / \text{s}$$

$$p_{\text{dom}} = 46.9 \text{ bar a}$$

$$p_{\text{ånga,ut}} = 40.4 \text{ bar a}$$

Antar att tryckfallet är lika stort över alla tre överhettare

$$\left. \begin{aligned} P_{\text{blandningspunkt}} &= p_{\text{dom}} - \frac{p_{\text{dom}} - p_{\text{ånga,ut}}}{3} = 44.7 \text{ bar a} \\ T_1 &= 337.2^\circ\text{C} \\ T_2 &= 261.6^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \Rightarrow (\text{ångtabeller})$$

$$h_1 = 3049 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_2 = 2817 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_k = 596.2 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_k h_k &= \dot{m}_2 h_2 \\ \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 - \dot{m}_k \end{aligned} \right\} \Rightarrow \dot{m}_{k,t} = \frac{\dot{m}_2 (h_1 - h_2)}{h_1 - h_k} = 1.47 \text{ kg} / \text{s} = 5.29 \text{ ton} / \text{h}$$

10.1.2 Maxflöde för ventilen som styrs av TIC104_20_03

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p \frac{\rho_{H_2O}}{\rho}}} \left[\frac{m^3/h}{\sqrt{bar}} \right]$$

$$K_v = 1$$

$$\left. \begin{array}{l} p_{in} = 86 \text{ bar a} \\ p_{ut} = 44.7 \text{ bar a} \end{array} \right\} \Rightarrow \Delta p = 41.3 \text{ bar}$$

$$\rho_{H_2O} = \rho = 927 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = K_v \sqrt{\Delta p} = \sqrt{41.3} = 6.4 \text{ m}^3/h = 1.6 \text{ kg/s}$$

10.1.3 Teoretiskt värde på ångtemperaturen in till kylsteg 1

$$h_2 = 2817 \text{ kJ/kg}$$

$$h_k = 596 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ånga,ut}} = 14.67 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{kylning,2}} = 0.37 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_k = 0.62 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{\text{ånga,ut}} - \dot{m}_{\text{kylning,2}} - \dot{m}_k = 13.68 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{ånga,ut}} - \dot{m}_{\text{kylning,2}} = 14.3 \text{ kg/s}$$

$$h_{1,t} = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_k h_k}{\dot{m}_1} = 2917 \text{ kJ/kg} \left. \vphantom{h_{1,t}} \right\} \Rightarrow \text{ångtabell}$$

$$p = 44.7 \text{ bar a}$$

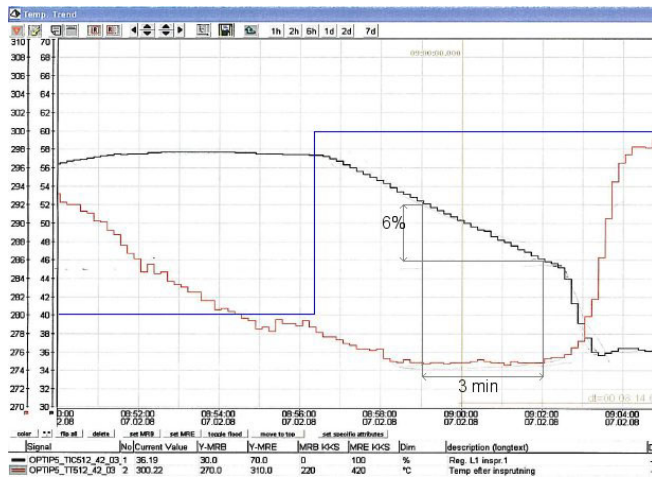
$$T_{1,t} = 291^\circ\text{C}$$

10.1.4 Teoretiskt värde på kylvattentemperaturen in till kylsteg 1

$$h_k = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1}{\dot{m}_k} = -2258 \text{ kJ/kg}$$

10.2 Panna 4 och 5

10.2.1 Verifiering av regulatorns utseende



Figur 62 – Svart linje = TIC512_42_03-regulatorns styrsignal, Röd linje = Mätvärde, Blå linje = Börvärde

Från tiden 8,59 till 9,02 (180 sekunder) sjunker styrsignalen med 6 %. Under samma period är reglerfelet förhållandevis konstant 25°C. Parametrar för regulatorn är:

$K = 0,5$ (förstärkning)

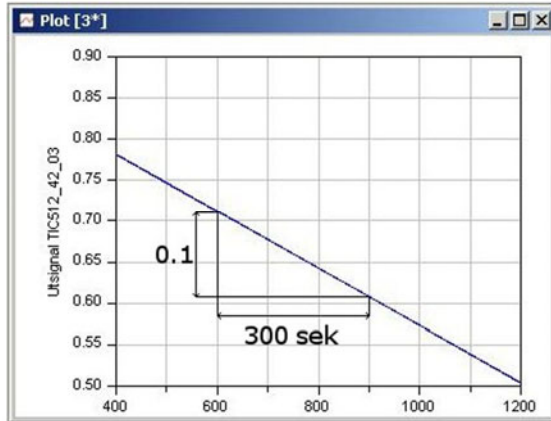
$T_i = 60$ sekunder (integraltid)

$T_d = 0,2$ sekunder (deriveringstid)

$$\frac{K}{T_i} = \frac{0.5}{60} = \frac{1}{120}$$

Detta innebär att om reglerfelet hade varit lika med 1 hade regulatorn rampat 1 % på 120 sekunder. Nu rampar regulatorn 6 % på 180 sekunder, eller 4 % på 120 sekunder. Reglerfelet är således 4 %. 25°C reglerfel motsvarar 4 %. Maxvärdet som regulatorns styrsignal kan anta är 100 % eller $\frac{100\%}{4\%} 25^\circ\text{C} = 625^\circ\text{C}$. Maxbörvärdet på Renova för TIC512_42_03 är 600 °C.

Detta resultat kan alltså användas för att verifiera utseendet på regulatorn. Hade förstärkningsdelen varit parallell med integraltidensdelen hade regulatorn rampat 1 % på 60 sekunder istället för 1 % på 120 vid ett reglerfel på 1 %. Detta hade inneburit att 25 °C reglerfel motsvarade 2 % vilket skulle ge ett maxvärde på 1250 °C.



Figur 63 - Rampning med reglerfel 25 grader Celsius i Dymola

Motsvarande test i Dymola ger att styrsignalen ändras 10 % på 300 sekunder eller 4 % på 120 sekunder vilket visar att regulatorn i modellerna har samma utseende som den på Renova.