

Modellering och Reglering av Motorer och Drivlinor
TSFS09
Projekt 2 Rapport

Rasmus Mehler (rasme879)
Adam Lundmark (adalu838)

26. November 2013

Innehållsförteckning

1	Förberedelsuppgifter	1
1.1	Uppgift 1	1
1.2	Uppgift 2	2
1.3	Uppgift 3	3
1.4	Uppgift 4	4
1.4.1	(a)	4
1.4.2	(b)	4
1.4.3	(c)	4
1.5	Uppgift 5	5
1.5.1	(a)	5
1.5.2	(b)	5
1.5.3	(c)	5
1.6	Uppgift 6	6
1.7	Uppgift 7	6
1.8	Uppgift 8	6
1.9	Uppgift 9	7
2	Delmodeller	8
2.1	Kompressor	8
2.2	Turbin	11
2.3	Wastegate	14
3	Uppgifter	16
3.1	Uppgift 1	16
3.2	Uppgift 2	16
3.3	Uppgift 3	16
3.3.1	Implementation	16
3.3.2	Diskussion	21
3.3.3	Validering	21
3.4	Uppgift 4	22
3.5	Uppgift 5	23
3.5.1	Prestandatest	23
3.5.2	Emissioner för kall motor	24
3.5.3	Emissioner för varm motor	24
3.6	Uppgift 6	25
3.7	Uppgift 7	26
3.8	Uppgift 8	27

1 Förberedelsuppgifter

I detta avsnitt löses nio förberedelsuppgifter från projektkompendiet.

1.1 Uppgift 1

Den första mätdatafilen, *turboMap.mat*, innehåller två strukturer. Den ena strukturen innehåller mätdata från kompressorn. Den andra innehåller mätdata från turbinen. Dessa presenteras i tabellerna 1 och 2.

Storhet	Dimension	Rimlig storlek
p_{01}	Pa	100k
T_{01}	K	300
$T_{C,ref}$	K	290
$p_{C,ref}$	Pa	100k
$W_{C,corr}$	kg/s	[0.02, 0.15]
Π_c	1	[1, 3]
$N_{C,corr}$	RPM	[80k, 170k]
η_C	1	[0.6, 0.8]

Tabell 1: Tabell över de mätdata som finns i turbomappens kompressordel.

Storhet	Dimension	Rimlig storlek
T_{03}	K	873
p_{04}	Pa	100k
TFP	$\frac{kg/s\sqrt{K}}{kPa}$	[0.002, 0.004]
Π_t	1	[1, 3]
TSP	$\frac{RPM}{\sqrt{K}}$	[2000, 5000]
η_T	1	[0.77, 0.82]

Tabell 2: Tabell över de mätdata som finns i turbomappens turbindel.

Innehållet i den andra mätdatafilen, *TqEvsNeMAP.mat*, sammanställs på samma sätt i tabell 3.

Storhet	Dimension	Rimlig storlek
$T_{q,MAX}$	Nm	[0, 220]
$T_{q,MIN}$	Nm	[-60, 0]
N_e	RPM	[600, 6000]

Tabell 3: Tabell över de mätdata som finns i mappen *TqEvsNeMAP*.

Storhet	Dimension	Rimlig storlek
ω_{tc}	RPM	[24k, 30k]
WG_{pos}	1	[0, 1]
WG_{pwm}	1	[0, 1]
\dot{m}_{air}	kg/s	[14, 15]
α_{ref}	1	Konstant
$\lambda_{bc_{cont}}$	1	[0.9, 1.1]
p_{im}	kPa	[66, 74]
α	1	[25, 27]
t_{inj}	s	[0.0014, 0.0015]

Tabell 4: Tabell över de mätdata som finns i mappen *grupp1wgsteg.mat*.

1.2 Uppgift 2

Huvudkomponenterna i en turbo är en centrifugalkompressor och en radialturbin, dessutom är wastegate, surgeventil och intercooler viktiga komponenter.

Turbinen drivs av massflödet från motorns avgaser. Turbinaxeln driver i sin tur kompressorn som komprimerar luften till motorn. Fram till att kompressorn når en tillräcklig rotationshastighet för tryckuppbyggnad är förevarande ett hinder för massflödet till motorn. Får dock alla inblandade komponenter en för hög rotationshastighet finns det risk för mekaniska skador på grund av höga centrifugalkrafter. Om massflödet genom kompressorn är så pass högt att flödet i vissa delar närmar sig ljudets hastighet kan flödet "kvävas". Ett högre flöde kan då inte uppnås. Skulle tryckskillnaden över kompressorn bli för hög kan kompressorn inte bibehålla ett tillräckligt flöde för tryckökningen, och då "kollapsar" flödet.

Wastegaten är en aktuator som kan styras för att reglera laddningstrycket. Den sitter likt en förgrening som kopplar turbinens inlopp och utlopp. Den har alltså möjlighet att reglera tryckskillnaden kring turbinen.

Surgeventilen sitter efter kompressorn. Denna används för att reglera luftmassflödet på ett sådant sätt att turbulens inte uppstår på vägen in till intercoolern.

Intercoolern sitter efter kompressorn. Dess uppgift är att kyla ner luften som kommer ut från kompressorn. Detta leder till att luften komprimeras lite ytterligare innan den passerar vidare in i motorn.

1.3 Uppgift 3

Kompressormappen beskriver hur korrigerat massflöde hänger samman med tryckkvot över kompressorn under konstant korrigerat varvtal. Respektive för turbinmappen turbinflödesparametern mot turbintryckkvot under konstant reducerat turbinvarvtal. Även adiabatisk effektivitet redovisas för respektive punkt i båda mapparna. Datan är så kallade korrigerade storheter. Detta för att datamapparna ska vara giltig vid förhållanden på omgivningen som inte efterliknar de då mätningarna skedde. Mätningarna, som görs av tillverkaren, görs oftast i en flödesbänk. Där flöden, tryck och turbobastighet mäts vid flera arbetspunkter. Dessa korrigerade tillstånd kan även vara normerade med önskade referenstillstånd.

1.4 Uppgift 4

Givet i denna uppgift är kompressormassflödet (\dot{m}_c), kompressortryckkvot (Π_c), turbineffektivitet (η_t) och turbininloppstemperatur (T_{01}).

1.4.1 (a)

Givet

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c,ideal}}{\dot{W}_c} = \frac{\Pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1}$$

kan T_{02} lösas ut som

$$T_{02} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left(\Pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 + \eta_c \right).$$

1.4.2 (b)

Kompressoreffektet kan beskrivas som tidsderivatan av arbetet för kompressorn. Denna kan utvecklas med hjälp av kända storheter enligt följande:

$$P_c = \dot{W}_c = \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c$$

1.4.3 (c)

Följande ekvation kan ställas upp för kompressorns bromsande moment.

$$P_c = T q_c \omega_{tc}$$

Vilken enkelt kan omformas till

$$T q_c = \frac{P_c}{\omega_{tc}}$$

1.5 Uppgift 5

Givet i denna uppgift är kompressormassflödet (\dot{m}_t), kompressortryckkvot (Π_t), turbineffektivitet (η_t) och turbininloppstemperatur (T_{03}).

1.5.1 (a)

Givet

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{t,ideal}} = \frac{1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}}{1 - \Pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

kan T_{04} lösas ut som

$$T_{04} = T_{03} \left(1 - \eta_t \left(1 - \Pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right).$$

1.5.2 (b)

Turbineffektet kan beskrivas som tidsderivatan av arbetet för turbinen. Denna kan utvecklas med hjälp av kända storheter enligt följande:

$$P_t = \dot{W}_t = \dot{m}_t c_{t,c} \Delta T_t$$

1.5.3 (c)

Följande ekvation kan ställas upp för turbinens drivande moment.

$$P_t = T q_t \omega_{tc}$$

Vilken enkelt kan omformas till

$$T q_t = \frac{P_t}{\omega_{tc}}$$

1.6 Uppgift 6

Fördelen med en liten sugmotor är att den är bränslesnål. Nackdelen för en liten jämfört med en stor är att körglädjen blir lidande genom att utmomentet är lägre. Med överladdning kan motorn skalas ned och samtidigt behålla ett högre utmoment. Detta leder till en något högre bränsleförbrukning än en liten sugmotor för låg belastning. Detta för att en turbomotor pressar in mer luft. Till följd av detta sprutas även mer bränsle in, alltså en något högre bränsleförbrukning. Men samtidigt klarar motorn av en hög belastning likt en stor sugmotor.

1.7 Uppgift 7

På en turboladdad motor finns förutom de aktuatorer som även finns på en icke turboladdad motor en wastegate. Denna har primärt som uppgift att reglera trycket efter kompressorn. En regulator byggs för wastegaten för att uppnå ett önskat beteende för momentet. En annan aktuator är surge-ventilen. Denna kan regleras så att turbulens i flödet till kompressorn undviks.

1.8 Uppgift 8

För att reglera trycket i insugsröret används två separata regulatorer. En regulator för trotteln samt en regulator för wastegate.

Trottelregulatorn implementeras med både fram- och återkoppling. Framkopplingen sker med hjälp av i tidigare projekt framtagna modeller för luftmassflöde och flöde genom trotteln. Återkopplingen implementeras som en PI-regulator.

Wastegateregulatorn implementeras med enbart återkoppling. Eftersom att wastegaten är den enhet som huvudsakligen kommer att styra trycket vid körning konfigureras dess regulatorparametrar först efter att trotteln konfigurerats. Dessa två kan konfigureras för antingen maximal prestanda eller maximal effektivitet.

Max prestanda: För bästa möjliga prestanda hålls wastegaten stängd så mycket som möjligt och öppnar bara när trycket innan trotteln når sitt maxima. Regulatorn försöker alltså hålla så högt tryck som möjligt innan trotteln.

Max effektivitet: För bästa effektivitet bör trotteln endast släppa till "tillräckligt" med luft. Så wastegaten hålls öppen så mycket som möjligt, och

trotteln har kontroll över flödet. Vid helt öppet spjäll stänger wastegaten och tar över kontrollen av insugstrycket.

1.9 Uppgift 9

Förutom de sensorer som sitter i en sugmotor finns även en trycksensor i intercoolern. Tryck- och temperatursensorer sitter vid in- och utlopp både vid turbinen och kompressorn. Dessutom finns en knacksensor.

Om vi skulle ha färre sensorer, det vill säga exakt de som finns i sugmotor, skulle vi inte klara av att reglera det som hör turbodelen till. Fler sensorer leder till redundans. Det vill säga onödig information. Även om precisionen kan ökas med fler sensorer så kostar det ofta mer än det smakar.

2 Delmodeller

I detta kapitel tas modeller fram och valideras för de olika komponenterna i turbomotorn. Dessutom visas simulinkmodeller för alla modeller.

2.1 Kompressor

Som modell för kompressorn används följande ekvationer.

$$\Pi_{c,max} = \left(\frac{U_2^2 \Psi_{max}}{2c_p T_{af}} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\dot{m}_{c,corr} = \dot{m}_{c,corr,max} \sqrt{1 - \left(\frac{\Pi_c}{\Pi_{c,max}} \right)^2}$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{c,corr} \frac{\frac{p_{af}}{p_{ref,c}}}{\sqrt{\frac{T_{af}}{T_{ref,c}}}}$$

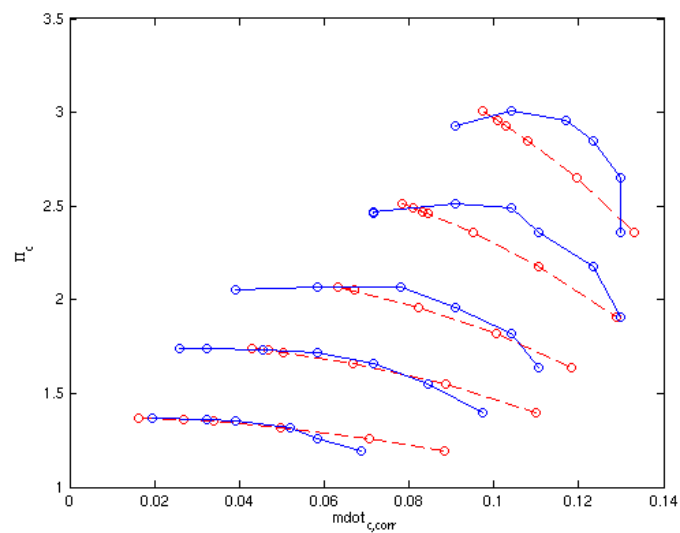
De parametrar som skall bestämmas i dessa modeller är Ψ_{max} och $\dot{m}_{c,corr,max}$. Det är känt att Ψ_{max} är i storleksordning med 1.

När olinjär minstakvadratanpassning appliceras på ovanstående modeller beräknas parametrarna till $\Psi_{max} = 0.9882$ och $\dot{m}_{c,corr,max} = 0.1758$. För att validera modellen plottas för olika statiska varvtal tryckkvoten, Π_c , mot det korrigerade massflödet, $\dot{m}_{c,corr}$. Detta visas i figur 1.

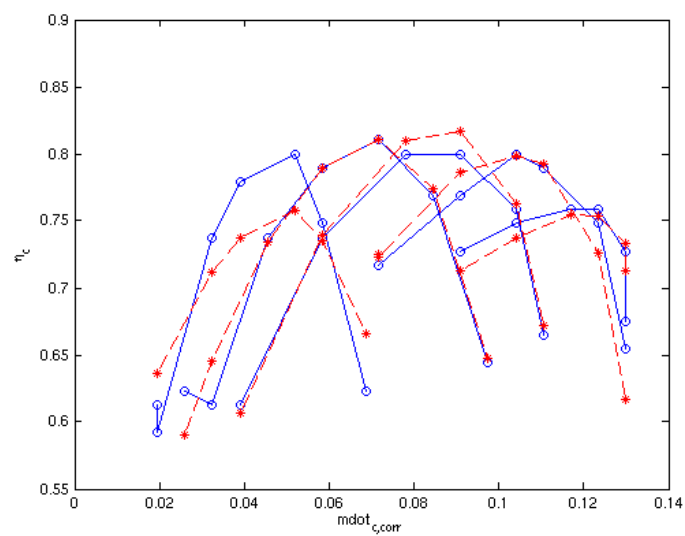
Dessutom modelleras kompressoreffektiviteten η_c som

$$\eta_c = \eta_{c,max} - \left[\frac{\dot{m}_{c,corr} - \dot{m}_{c,corr@ \eta_{c,max}}}{\sqrt{\Pi_c - 1} - (\Pi_{c@ \eta_{c,max}} - 1)} \right]^T \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} \\ Q_{12} & Q_{22} \end{bmatrix} \left[\frac{\dot{m}_{c,corr} - \dot{m}_{c,corr@ \eta_{c,max}}}{\sqrt{\Pi_c - 1} - (\Pi_{c@ \eta_{c,max}} - 1)} \right]$$

Här är skall parametrarna Q_{11} , Q_{12} , Q_{22} , $\eta_{c,max}$, $\dot{m}_{c,corr@ \eta_{c,max}}$ och $\Pi_{c@ \eta_{c,max}}$ bestämmas. Totalt skall alltså sex parametrar bestämmas för modellen. Dessa bestäms likt tidigare med olinjär minstakvadratanpassning. $Q_{11} = -90.5045$, $Q_{12} = 6.4116$, $Q_{22} = -0.8223$, $\eta_{c,max} = 0.8206$, $\dot{m}_{c,corr@ \eta_{c,max}} = 0.0842$ och $\Pi_{c@ \eta_{c,max}} = 1.9778$. I figur 2 valideras modellen.

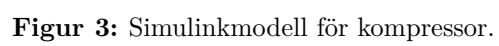


Figur 1: Validering av modell för korrigerat massflöde genom kompressorn.



Figur 2: Validering av modell för kompressoreffektivitet.

I Figur 3 visas simulinkmodellen för kompressorn.



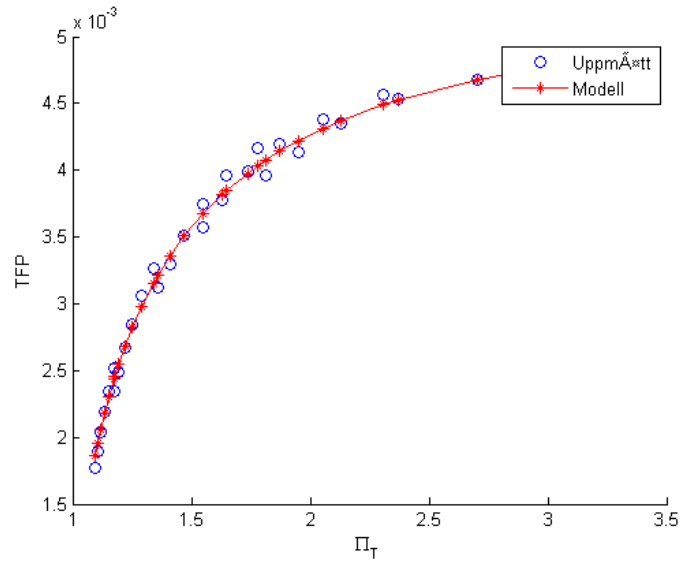
2.2 Turbin

Som modell för turbinen används följande ekvationer.

$$TFP_{mod} = TFP_{max} \sqrt{1 - \left(\frac{1}{\Pi_t}\right)^{TFP_{exp}}}$$

$$\dot{m}_t = \frac{p_{em}}{\sqrt{T_{em}}} TFP_{mod}$$

Här är TFP_{max} och TFP_{exp} parametrar som skall bestämmas. Detta görs återigen med olinjär minstakvadratanpassning. Dessa bestäms till $TFP_{max} = 0.054$ och $TFP_{exp} = 1.4506$. Modellen valideras i Figur 4.



Figur 4: Validering av modell för turbin.

Turbineffektiviteten modelleras med nedanstående ekvationer. I dessa bestäms parametrarna $\eta_{t,max}$ och BSR_{max} till 0.8071 respektive 0.68. Modellen valideras i Figur 5.

$$BSR = \frac{N_{tc} r_t}{\sqrt{2c_{p,exh} T_{em} \left(1 - \frac{1}{\Pi_t^{\frac{\gamma_{exh}-1}{\gamma_{exh}}}} \right)}}$$

$$\eta_t(BSR) = \eta_{t,max} \left(1 - \left(\frac{BSR - BSR_{max}}{BSR_{max}} \right)^2 \right)$$

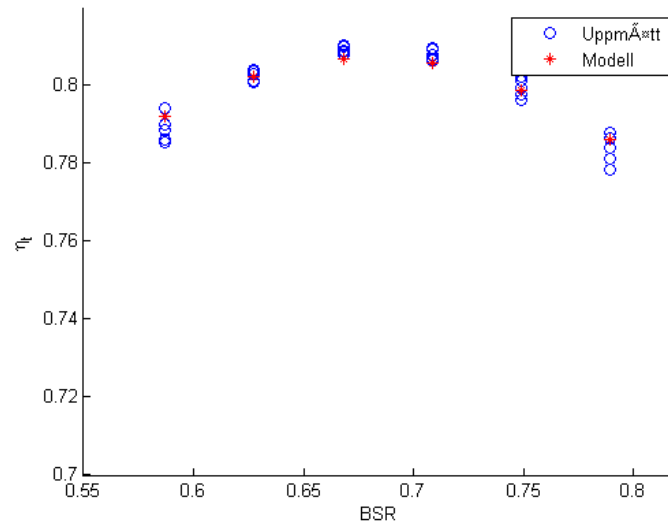
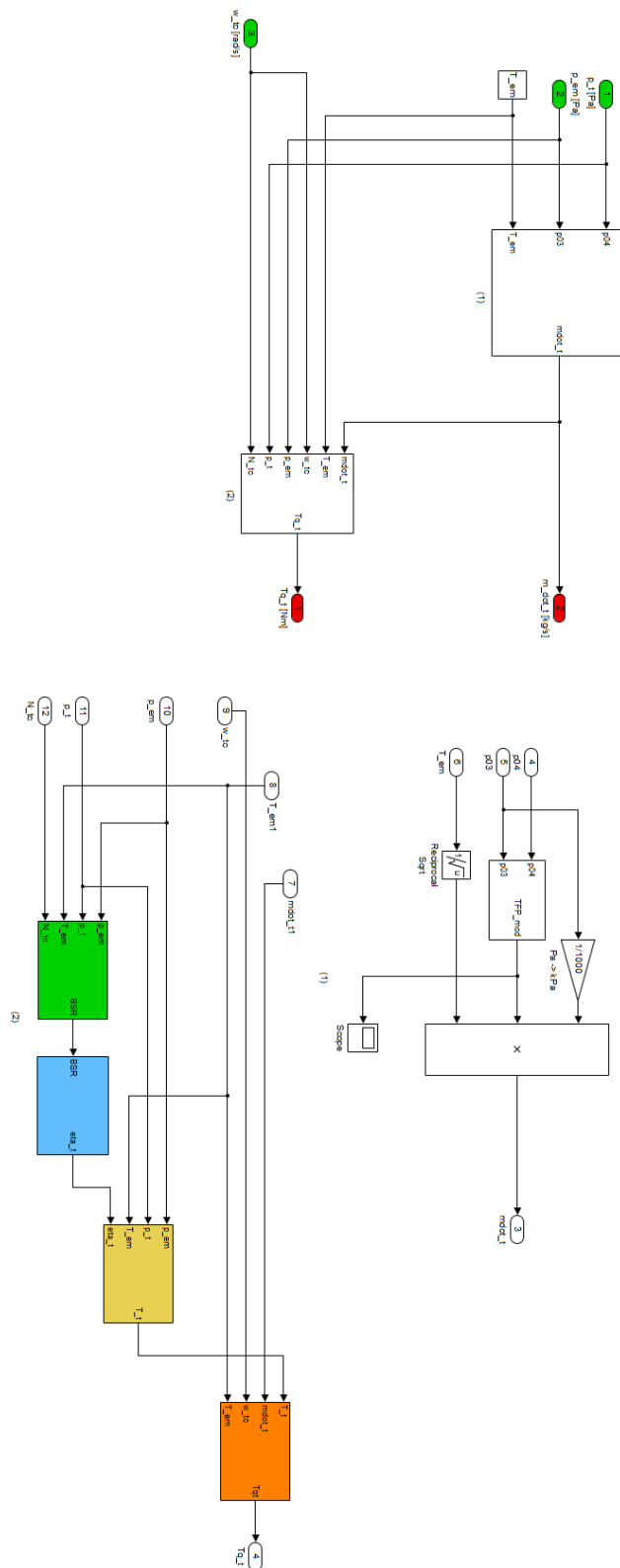


Figure 5: Validering av modell för turbineffektivitet.

I Figur 6 visas simulinkmodellen för turbinen.



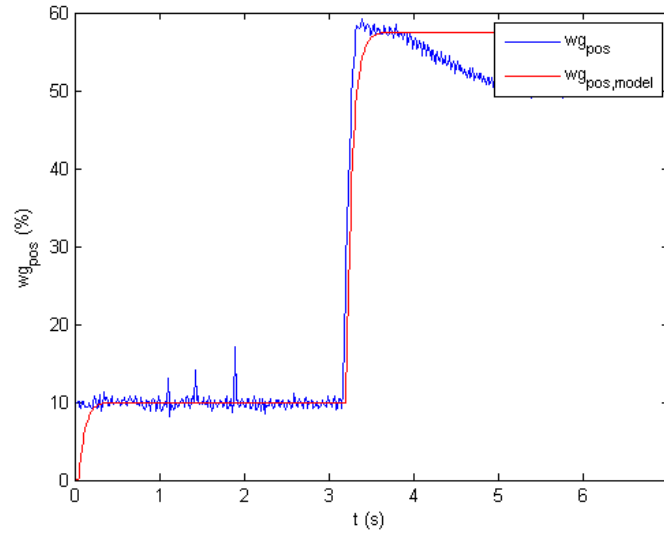
Figur 6: Simulinkmodell för turbinen.

2.3 Wastegate

Följande modeller används för wastegaten. Genom ett steg i wg_{pos} kan tidskonstanten τ_{wg} bestämmas till 0.07. I Figur 7 kan detta steg från experimentdata i projekt 1A ses.

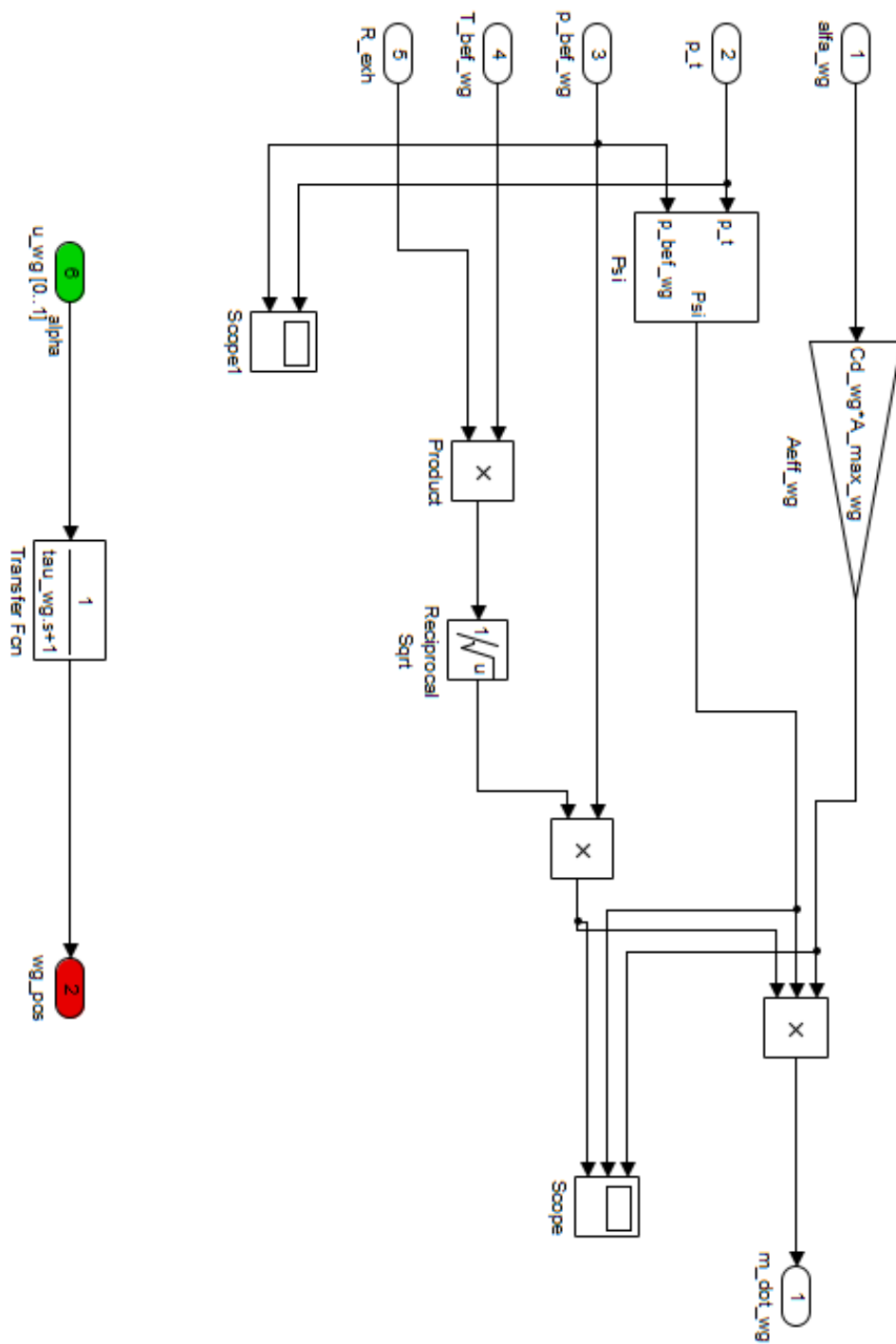
$$A_{eff,wg} = wg_{pos} (C_{D,wg} \cdot A_{max,wg})$$

$$wg_{pos} = \frac{1}{\tau_{wg} + 1} wg_{pos,ref}$$



Figur 7: Steg för att bestämma τ_{wg} .

I Figur 8 visas simulinkmodellern för wastegaten. Den övre motsvarar modellen för flödet genom wastegaten. Den undre är modellen för wastegatens dynamik.



Figur 8: Simulinkmodell för wastegaten.

3 Uppgifter

I detta avsnitt behandlas de uppgifter i avsnitt 5.1.2 i projektkompndiet.

3.1 Uppgift 1

Modellen för turbinen är byggd utifrån en map med parametrar som alla ligger inom sina intervall. Till följd av detta kan den utvecklade modellen endast anses vara en god modell för arbetspunkter av samma storleksordning som de i mappen.

3.2 Uppgift 2

Den motsättning som finns mellan de båda reglermålen är hög prestanda kontra hög effektivitet. Det som styr vilket mål man vill fokusera på är det Δp_{th} man reglerar mot. För högre Δp_{th} fås högre prestanda och för lägre Δp_{th} fås högre effektivitet.

Funktionen med att reglera mot Δp_{th} är att en luftreserv byggs upp. Tack vare detta får föraren en känsla av att bilens svarstid blir snabb.

3.3 Uppgift 3

I denna uppgift visas implementation och validering av regleringen för turbomotor. Dessutom besvaras de frågor som ställts i projektkompndiet avseende regleringen.

3.3.1 Implementation

En regulator har designats för i tidigare avsnitt beskrivna reglermål. Regulatorn har implementerats genom två delregulatorer. En wastegateregulator implementerad med enbart en återkopplingsdel, se Figur 9, och en trottregulator implementerad med en framkopplingsdel och en återkopplingsdel, se Figurerna 10 och 11. Dessutom innehåller regulatorn en del som beräknar en tryckreferens baserat på gaspedalläge och varvtal. Denna visas i Figur 12.

Wastegateregulatorn har konstanterna $K_{pWg} = 1.0e-6$, $TiWg = 1$. Trottregulatorn har konstanterna $K_{pThr} = 1.0e-6$, $TiThr = 0.1$.

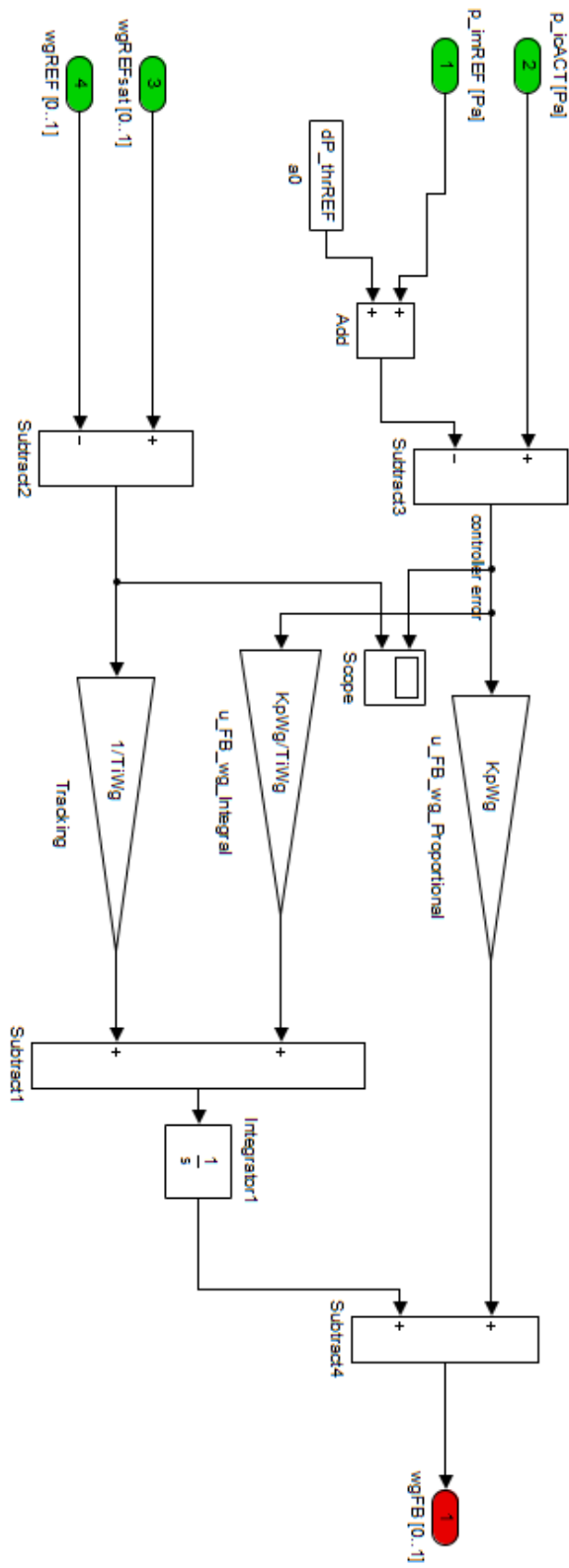
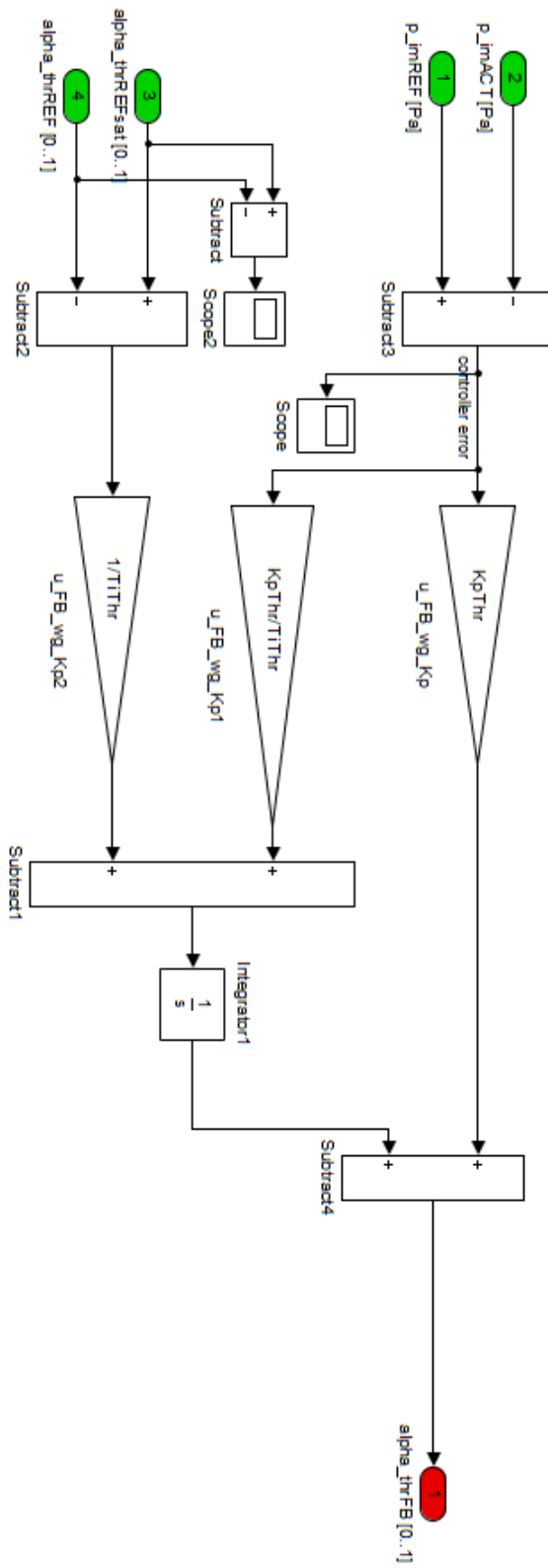
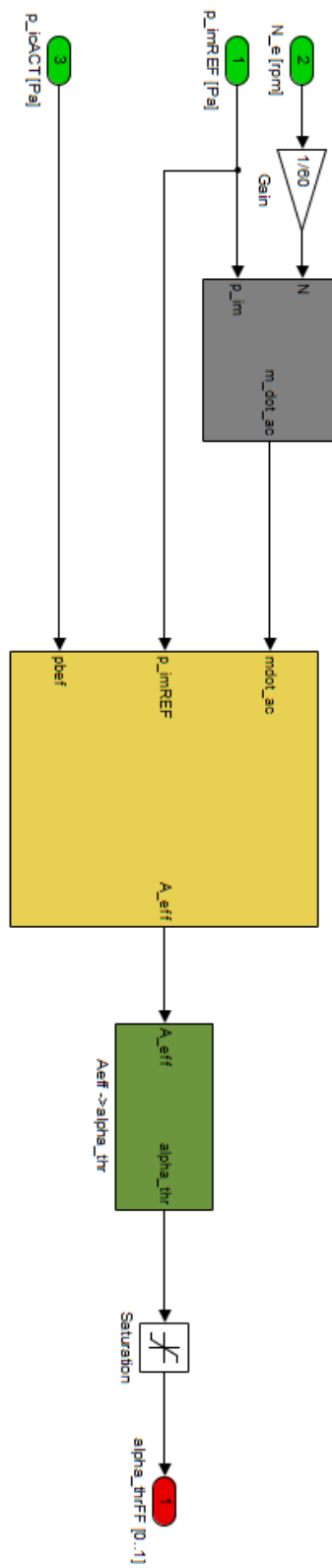


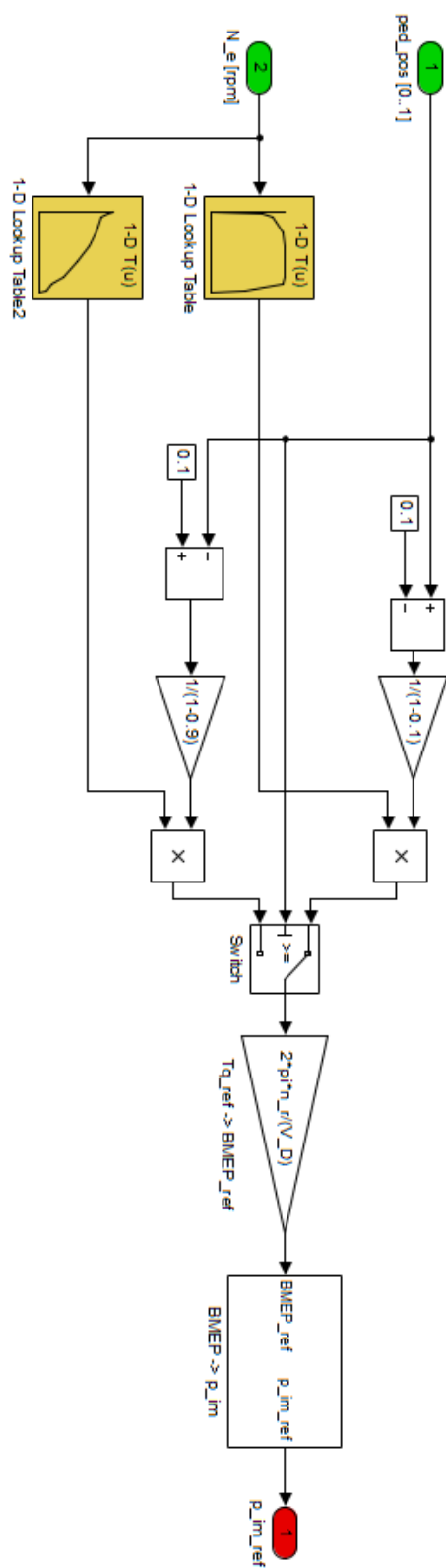
Figure 9: Simulinkmodell för wastegateregulatore.



Figur 10: Simulinkmodell för återkopplingsdelen av trottregulatorn.



Figur 11: Simulinkmodell för framkopplingsdelen av trottregulatorn.



Figur 12: Simulinkmodell för översättning av pedalposition till tryckreferens.

3.3.2 Diskussion

Återkopplingsdelarna behövs för båda regulatorerna. Detta för att en perfekt modell inte existerar och då klarar man sig inte enbart med en framkoppling. Framkoppling används i trotteltregulatorn. Detta för att vi har en duglig modell som kan förbättra regleringen avsevärt jämfört med en enbart återkopplad modell. Framförallt blir regleringen snabbare med en framkopplingslänk. I avsnitt 3.4 förklaras varför inte en framkopplingslänk används för wastegateregulatorn.

Tanken med wastegateregulatorn är att wastegaten endast skall stängas då luftmassflödet genom trotteln inte räcker till. Ett tryck byggs då upp i avgassystemet. Detta fungerar som extra skjuts när det krävs. I de flesta fall räcker flödet genom trotteln till. Därför kommer wastegaten att hållas öppen så mycket som möjligt. Genom detta uppnås en bra effektivitet.

3.3.3 Validering

De två spikarna i p_{em} (Figur 13 i slutet körcykeln visar på laddtryck. Det vill säga då wastegaten stänger och bygger laddningstryck i avgasröret, detta vid fullt gaspådrag då trotteln var helt öppen.

I Figur 14 visas den begärda hastigheten i körcykeln jämfört med den uppnådda. I figuren ses att överslängar vid steg håller sig inom ramen för vad som kan anses vara okej.

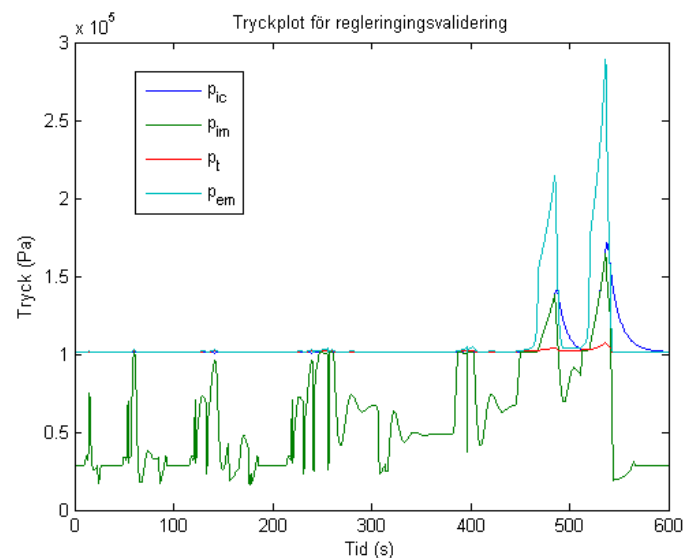
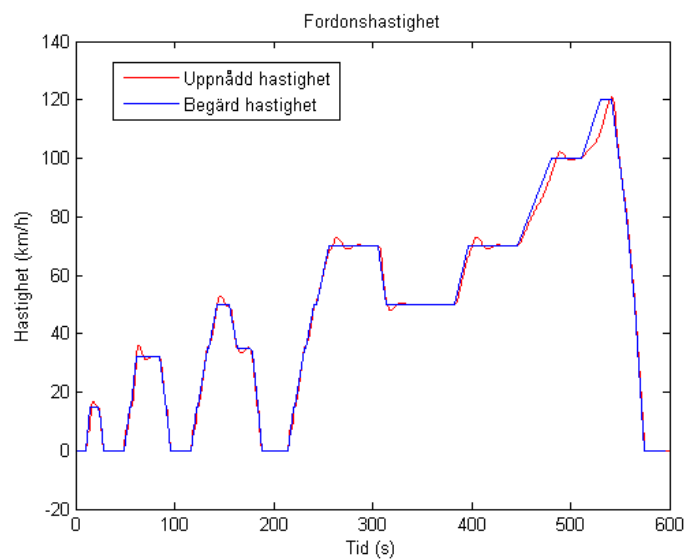


Figure 13: BAJBAJBAJABAJABAJABAJ.



Figur 14: Plott med begärd hastighet jämfört med uppnådd hastighet.

3.4 Uppgift 4

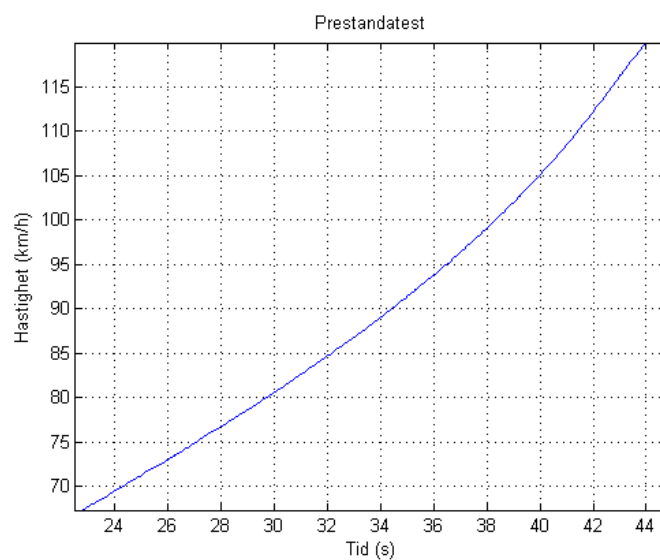
Wastegaten är ofta stängd. När den öppnas öppnas den oftast väldigt mycket. Till följd av det krävs inte någon särskild snabbhet i wastegateregulatorn som inte redan kan uppnås godtagbart med den återkopplingslänk som implementerats.

3.5 Uppgift 5

I denna uppgift gjordes prestandatest för jämförelse med den i projekt 1 utvecklade motorn som saknade turbo men var större.

3.5.1 Prestandatest

Testet gjordes på full gas på fjärde växeln resultatet kan ses i figur 15. Motorn accelererade från 70 till 110 km/h på 17 sekunder. Detta kan jämföras med den större motorns ca 14 sekunder. Vilket kan anses vara rimligt.



Figur 15: Plot av hastighet under prestandatest.

3.5.2 Emissioner för kall motor

Före katalysator:

CO : 10.80 [g/km]

HC : 0.79 [g/km]

NO_x : 2.01 [g/km]

Efter katalysator:

CO : 0.27 [g/km] EURO 3 : 2.3 [g/km] EURO 4 : 1.0 [g/km]

HC : 0.08 [g/km] EURO 3 : 0.20 [g/km] EURO 4 : 0.10 [g/km]

NO_x : 0.06 [g/km] EURO 3 : 0.15 [g/km] EURO 4 : 0.08 [g/km]

Bränsleförbrukning: 4.27 [l/(10 mil)]

3.5.3 Emissioner för varm motor

Före katalysator:

CO : 10.80 [g/km]

HC : 0.79 [g/km]

NO_x : 2.01 [g/km]

Efter Katalysatorn:

CO : 1.92e-02 [g/km] EURO 3 : 2.3 [g/km] EURO 4 : 1.0 [g/km]

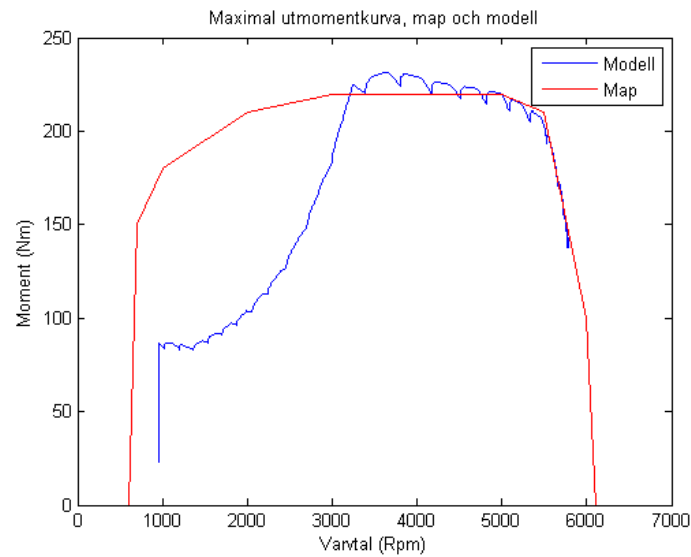
HC : 5.76e-02 [g/km] EURO 3 : 0.20 [g/km] EURO 4 : 0.10 [g/km]

NO_x : 1.05e-02 [g/km] EURO 3 : 0.15 [g/km] EURO 4 : 0.08 [g/km]

Bränsleförbrukning: 4.27 [l/(10 mil)]

Jämfört med bränsleförbrukningen i den större motorn som är 7.16 l/10 mil är 4.27 l/10 mil en klar förbättring i det avseendet. Vilket är vad vi förväntar oss av turbomotorn.

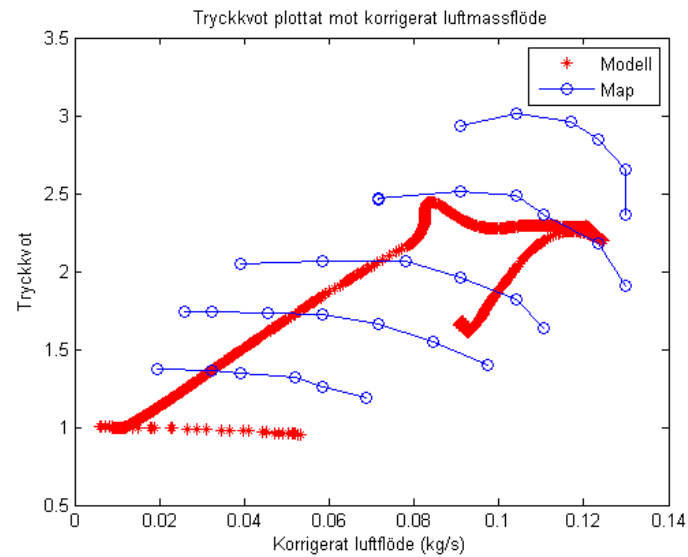
3.6 Uppgift 6



Figur 16: Momentkurva för map och modell.

Skillnaden i hos de båda momentkurvorna som kan ses i figur 16 beror på motorns turbolagg. Detta beror på att massflödet genom turboaggregatets kompressor beror på aggregatets hastighet.

3.7 Uppgift 7



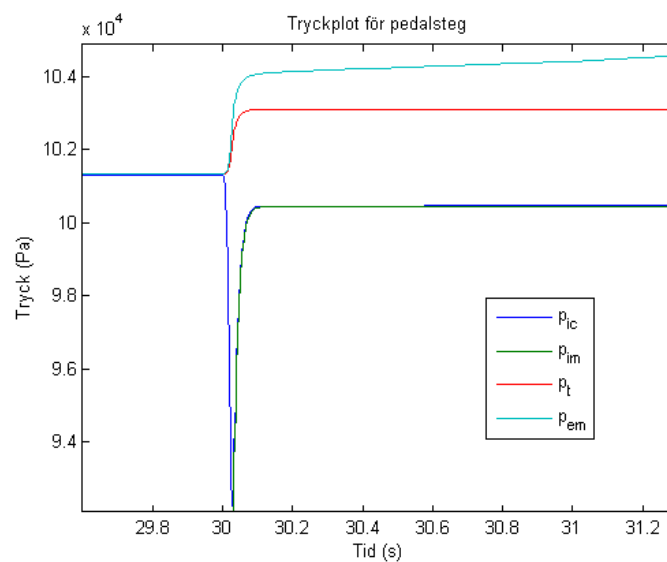
Figur 17: Tryckkvot för kompressormap och modell.

Under körningen håller sig modellen inom mappen, med undantag för då kompressorn inte fått upp rotationshastighet. Detta kan ses i figur 17.

3.8 Uppgift 8

Ett steg i pedalposition från 0 till 1 görs för ett konstant varvtal på 2500 Rpm. I Figur 18 kommer steget vid tidpunkten 30 s.

Då steget kommer öppnas gasspjället. Insugsröret fylls och volymerna kring intercoolern töms. Sedan kan ses att p_{ic} och p_{im} möter varandra halvvägs efter steget. Detta är ett önskvärt beteende för transienterna enligt de reglermål som ställts. Dessutom kan ses att ett tryck byggs upp i avgassystemet efter steget.



Figur 18: Tryckkvot för kompressormap och modell.