

**Modellbaserad prediktiv reglering av en
dieselmotor med variabel geometriturbin
och återcirkulering av avgaser**

**Examensarbete
utfört i Fordonssystem
för Scania CV AB**

av
Johan Wahlström

Reg nr: LiTH-ISY-EX-3385-2003

21 mars 2003

**Modellbaserad prediktiv reglering av en
dieselmotor med variabel geometriturbin och
återcirkulering av avgaser**

Examensarbete

utfört i **Fordonssystem,**
Institutionen för systemteknik
vid **Linköpings universitet**


Utfört för **Scania CV AB**
av **Johan Wahlström**

Reg nr: LiTH-ISY-EX-3385-2003

Handledare: **Magnus Pettersson, PhD**
Scania CV AB

Examinator: **Professor Lars Nielsen**
Linköpings universitet

Linköping, 21 mars 2003

	Avdelning, Institution Division, Department Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering 581 83 Linköping		Datum Date 21 mars 2003
	Språk Language <input checked="" type="checkbox"/> Svenska/Swedish <input type="checkbox"/> Engelska/English <input type="checkbox"/> _____	Rapporttyp Report category <input type="checkbox"/> Licentiatavhandling <input checked="" type="checkbox"/> Examensarbete <input type="checkbox"/> C-uppsats <input type="checkbox"/> D-uppsats <input type="checkbox"/> Övrig rapport <input type="checkbox"/> _____	ISBN _____ ISRN LITH-ISY-EX-3385-2003 Serietitel och serienummer ISSN Title of series, numbering _____
URL för elektronisk version http://www.vehicular.isy.liu.se			
Titel Modellbaserad prediktiv reglering av en dieselmotor med variabel geometriturbin och återcirkulering av avgaser Title Model Predictive Control of a Diesel Engine with Variable Geometry Turbine and Exhaust Gas Recirculation Författare Johan Wahlström Author			
Sammanfattning Abstract <p>Control of a diesel engine equipped with Variable Geometry Turbine (VGT) and Exhaust Gas Recirculation (EGR) requires a multivariable control method. One problem is that the engine system is non-linear. Furthermore there are strong cross-connections between inputs and outputs and the inputs have also boundaries. To be able to manage these control problems, MPC has been used that is a multivariable method. The MPC-controller consists of an optimization problem and therefore MPC can find the optimum control signals in an easy way. Furthermore the boundaries of the control signals can be handled with by-conditions in the optimization. The disadvantage with MPC is that it requires a lot of amount of calculations and memory, which are important factors when a control system should be implemented. Therefore it has been chosen to compare MPC with PID, that is a common and simpler method.</p> <p>The results from this thesis are that MPC is a method that gives more optimal and faster control. Furthermore MPC can handle different control cases much better, without changing the settings. On the other hand PID requires considerable fewer amounts of calculations and memory. In one case that has been examined, MPC requires 40 times more amounts of calculations than PID. To be able to control a non-linear system, both MPC and PID must be implemented in several different working points. Furthermore decoupling must be used in the PID-controller to be able to manage cross-connections that seems to be a very important problem.</p>			
Nyckelord Keywords Motorreglering, PID-reglering			

Sammanfattning

Att styra en dieselmotor utrustad med variabel geometriturbin (VGT) och återcirkulering av avgaser (EGR) kräver en flervariabel reglermetod. Ett problem är att motorsystemet är olinjärt. Dessutom finns det starka korskopplingar mellan in- och utsignalerna och insignalerna har även begränsningar. För att kunna hantera dessa reglerproblem så har MPC-reglering använts som är en flervariabel metod. MPC-regulatorn innehåller ett optimeringsproblem och kan därför på ett enkelt sätt hitta de optimala styrsignalerna. Dessutom kommer begränsningarna på styrsignalerna enkelt in som bivillkor i optimeringen. Nackdelen med MPC är att den kräver mycket beräkningsmängd och minnesstorlek vilket är viktiga faktorer vid implementering i ett styrsystem. Därför jämförs MPC med PID som är en vanlig och enkel metod.

Resultaten av rapporten är att MPC är en metod som ger mer optimal och snabbare reglering. Dessutom så klarar MPC av olika reglerfall bättre utan att behöva ändra på inställningarna. Däremot kräver PID betydligt mindre beräkningsmängd och minnesstorlek. I ett fall som undersöks kräver MPC 40 gånger mer beräkningsmängd än PID. För att kunna styra ett olinjärt system så måste både MPC- och PID-regulatorn implementeras i flera olika arbetspunkter. Dessutom så måste frikoppling användas hos PID-regulatorn för att den ska kunna klara av korskopplingar som visar sig vara ett viktigt problem.

Nyckelord: Motorreglering, PID-reglering

Förord

Denna rapport är indelad i följande åtta kapitel.

Kapitel 1, Inledning

Kapitel 2, Problemformulering: Beskriver några av de problem som finns då ett motorsystem med variabel geometriturbin och åter-cirkulering av avgaser ska regleras.

Kapitel 3, Reglermetoder: Beskriver några olika reglermetoder som eventuellt kan klara problemen i kapitel 2.

Kapitel 4, Modeller: Beskriver den simuleringsmodell av motorn som används för att utvärdera de olika regulatorerna.

Kapitel 5, Modellbaserad prediktiv reglering: Beskriver hur MPC-reglering tillämpas på en motor och vad MPC får för prestanda.

Kapitel 6, PID-reglering: Beskriver hur PID-reglering tillämpas på en motor.

Kapitel 7, Jämförelse mellan MPC och PID

Kapitel 8, Slutsatser och framtida förbättringar

Jag skulle vilja tacka min handledare på Scania, Magnus Pettersson för all hjälp och rådgivning till detta arbete. Även David Elfvik på Scania har varit hjälpsam och då speciellt i fråga om simuleringsmodellen. Dessutom vill jag tacka Kristian Lundh på Scania som har korrekturläst rapporten.

Johan Wahlström
Södertälje, 21 mars 2003

Innehåll

Sammanfattning	v
Förord	vi
1 Inledning	1
2 Problemformulering	3
2.1 Systembeskrivning	3
2.2 Transientanalys	4
2.2.1 Luft-bränsle förhållandet: λ	4
2.2.2 VGT	8
2.2.3 Korskoppling	8
2.3 Reglerproblem	8
3 Reglermetoder	9
3.1 PID	9
3.2 Linjär-kvadratisk reglering: LQ	9
3.3 Modellbaserad prediktiv reglering: MPC	9
3.4 \mathcal{H}_∞ reglering	10
3.5 Backstepping	10
3.6 Slutsats	10
4 Modellering	13
4.1 Mätdata	13
4.2 Modellförändringar	13
4.2.1 Parametrar och tabeller	13
4.2.2 EGR	14
4.2.3 Turbinaxel	15
4.3 Tillståndsform	16
4.4 Validering	17
4.5 Förbättringar	18

5	Modellbaserad prediktiv reglering	19
5.1	Huvudprincip	19
5.2	Modellen i regulatoren	20
5.2.1	Linjärisering	20
5.2.2	Reducering av antalet tillstånd	21
5.2.3	Arbetspunkter	22
5.3	Kriteriet	24
5.3.1	Referenssignal	24
5.3.2	Integralverkan	24
5.3.3	Styrsignalshorisont	25
5.3.4	Styrsignalen u_δ	25
5.4	Struktur	25
5.5	Inställningar	26
5.5.1	Viktmatriser	27
5.5.2	Prediktionshorisont	28
5.6	Prestanda	29
5.6.1	Reglering	29
5.6.2	Beräkningsmängd och minne	29
5.7	Förbättringar	31
5.7.1	Modellen	31
5.7.2	Styrsignalen u_δ	32
5.7.3	Integralverkan	32
6	PID-reglering	33
6.1	Struktur	33
6.2	Huvudprincip	34
6.3	Justering av I-delen	34
6.4	Övergång mellan arbetspunkter	35
6.5	Inställningar	36
7	Jämförelse mellan MPC och PID	37
7.1	Reglering	37
7.1.1	Referensändring vid gaspådrag	38
7.1.2	Referensändring vid konstant bränsleinsprutning	38
7.2	Beräkningsmängd och minnesstorlek	41
8	Slutsatser och framtida förbättringar	43
8.1	Slutsatser	43
8.2	Framtida förbättringar	44
8.2.1	Simuleringsmodell	44
8.2.2	MPC-reglering	44
8.2.3	PID-reglering	45
	Litteraturförteckning	47

Kapitel 1

Inledning

Detta examensarbete är utfört på Scania CV AB, avdelningen för motorutveckling. Scania har sedan 1890-talet producerat lastbilar och senare även bussar.

Bakgrund

Scanias mål är att utveckla och producera fordon med hög kvalitet och som klarar de höga miljökraven Euro 4. Det finns ett antal alternativa lösningar för att uppnå denna avgasnorm.

En lösning för att uppnå miljökraven är att återcirkulera en viss mängd avgaser (EGR) tillbaka in i motorn och på så sätt minska kväveoxidutsläppen [1]. Används då en dieselmotor utrustad med en vanlig turbo så kan det i vissa arbetspunkter bli svårt att skapa de tryck som krävs för att få över EGR tillbaka in i motorn.

En lösning är då att ersätta den vanliga turbon med en variabel geometriturbin (VGT) som genom rätt styrsignal blir effektiv i alla arbetspunkter.

Båda dessa lösningar (VGT och EGR) ger varsin frihetsgrad till. Detta betyder att motorn kan styras med två styrsignaler till.

Syfte

Syftet med denna rapport är att undersöka och testa några olika sorters regulatorer som ska försöka styra VGT:n och EGR:en i en dieselmotor så att den blir effektiv. Regulatorerna ska klara av att reglera så att andelen EGR blir den rätta och att vid snabba förändringar av bränsleinsprutning (så kallade transienter) klaras av utan att överskrida emissionsgränserna.

Rapporten ska jämföra prestandan mellan två olika regulatorer. Prestandan ska bestå av hur bra regulatorerna reglerar systemet och vad regulatorerna kräver för beräkningsmängd och minnesstorlek.

Metoder

För att undersöka olika reglermetoder har litteratur studerats. Sedan har ett par regulatorer utvecklats och testats i Matlab och Simulink. Då har en modell av motorn använts för att simulera på. För att bestämma vissa parametrar och strukturer i denna modell har mätdata använts som har tagits fram i en testcell i Scantias motorlaboratorium.

Kapitel 2

Problemformulering

För att kunna veta vad det krävs för sorts regulator då en dieselmotor utrustad med VGT och EGR ska styras så måste eventuella reglerproblem i motorsystemet identifieras. I detta kapitel undersöks dessa problem genom att först göra en systembeskrivning och sedan en transientanalys av motorn.

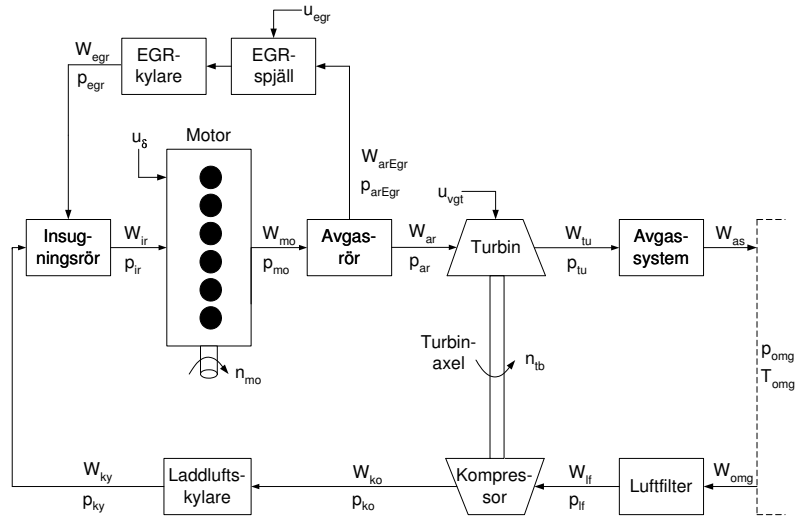
2.1 Systembeskrivning

För att förstå hur motorn fungerar så visas det en bild på motorn i figur 2.1. Den beskriver luftens och avgasernas väg genom motorn. Varje pil beskriver riktningen på massflödet, W , av luft och/eller avgaser. Vid pilarna finns också gasernas absoluttryck, p .

Först sugs luften in i luftfiltret som renar luften från damm och skräp. Sedan pumpas luften genom kompressorn som gör att massflödet av luft ökar in i motorn. Kompressorn drivs av turbinen via en turbinaxel. Därefter kyls luften i en laddluftskylare, vilket leder till att luftens densitet ökar.

I insugningsröret blandas luften med EGR för att sedan förgrenas till de sex olika cylindrarna i motorn. I motorn tillförs också bränsle som styrs av signalen u_δ . En del av energin som utvecklas från förbränningen i motorn omvandlas till ett vridmoment på motoraxeln, vilket sedan ger ett visst motorvarvtal n_{mo} .

Avgaserna från cylindrarna kommer först till avgasröret. Där återförs en del av avgaserna via ett EGR-system tillbaka till insugningsröret. Anledningen är att då minskar kväveoxidhalterna i de utsläppta avgaserna. För att styra hur mycket EGR som ska återföras så finns det ett spjäll i EGR-systemet som styrs av signalen u_{egr} . Om $u_{egr} = 100\%$ så är spjället som mest öppet och om $u_{egr} = 0\%$ så är spjället som mest stängt. I EGR-systemet finns också en kylare som gör att EGR:en inte



Figur 2.1: *Systemstruktur för motorn*

blir för varm.

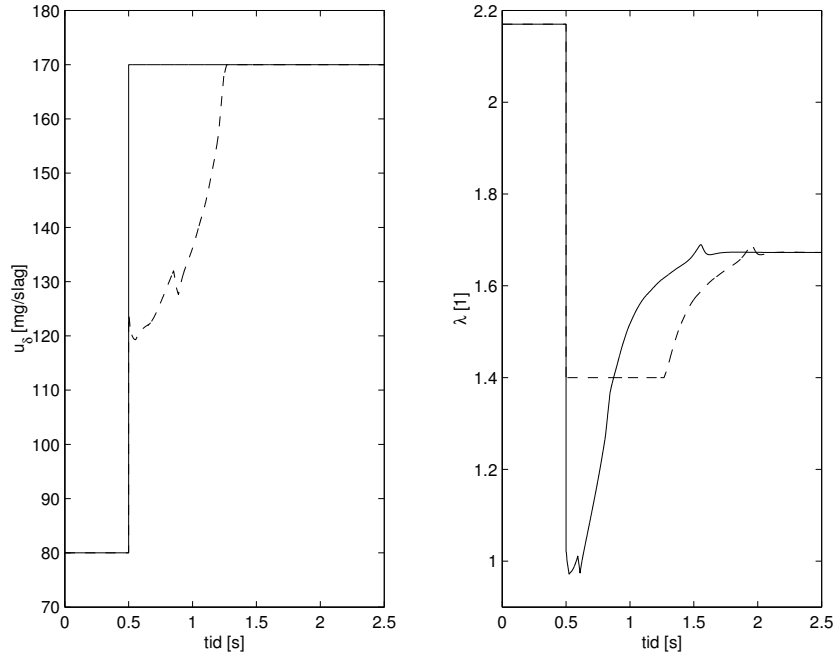
De avgaser som inte återförs går vidare för att driva turbinen. Storleken på öppningen in till turbinen styrs av signalen u_{vgt} . Om $u_{vgt} = 100\%$ så är storleken på öppningen som störst och om $u_{vgt} = 0\%$ så är storleken på öppningen som minst. Genom att ändra på öppningen in till turbinen så ändras storleken på massflödet genom turbinen och därmed också turbovarvtalet n_{tb} . Sedan passerar avgaserna genom ett avgassystem som leder avgaserna genom en ljuddämpare och vidare ut till omgivningen.

2.2 Transientanalys

För att undersöka hur systemet uppför sig, vad det finns för olika typer av reglerproblem och därigenom vad det krävs för sorts regulator så studeras några olika sorters transienter.

2.2.1 Luft-bränsle förhållandet: λ

Ett exempel på en transient är när gaspedalen i lastbilen trycks ner. Det som händer då är att det ska sprutas in mer bränsle i motorn. Bäst är det om ökningen av bränsleinsprutningen sker så fort som möjligt för att få en effektiv motor. Det som sätter gränsen för hur snabbt bränslet kan sprutas in är hur mycket luft som fås in i motorn, eftersom kvoten



Figur 2.2: Transienter vid ett gaspådrag, d.v.s. ett steg på styrsignalen u_δ . Övriga styrsignaler är konstanta ($u_{vgt} = 40\%$ och $u_{egr} = 100\%$). Heldragen linje är utan λ -regulator och streckad linje är med λ -regulator.

mellan massflödet av luft (W_{irLu}) och massflödet av bränsle (W_{br}) in i motorn inte får bli för litet. Denna kvot kallas för λ och definieras enligt [2] som

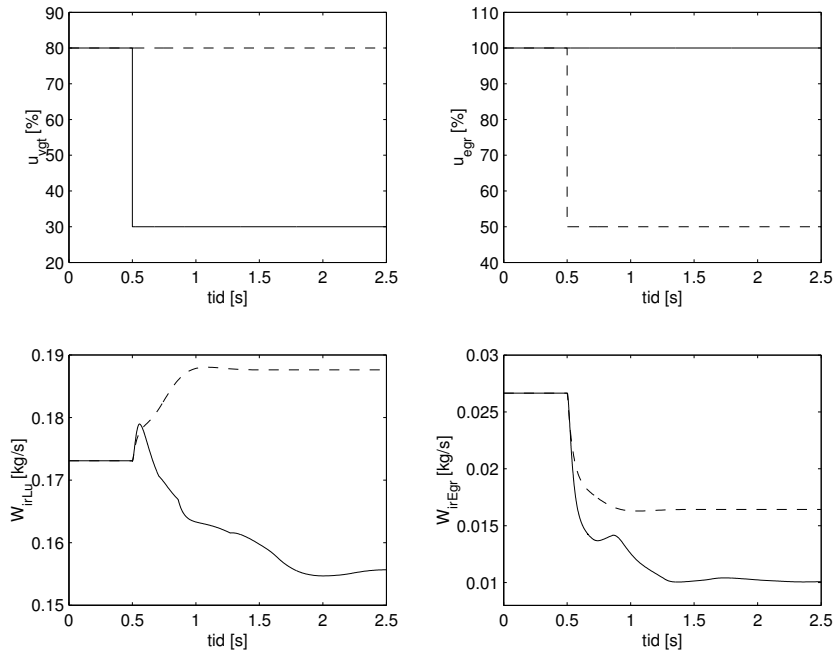
$$\lambda = \frac{W_{irLu}}{14.5W_{br}} = \frac{20W_{irLu}}{14.5 \cdot 10^{-6}n_{mo}u_\delta}. \quad (2.1)$$

Om λ blir mindre än en viss gräns (t.ex. 1.4) så utvecklas det mycket rök från motorn vilket gör att det blir betydligt svårare att klara miljökraven Euro 4. Därför ska λ hållas större än denna gräns. Detta görs med en så kallad λ -regulator (rökbegränsare) enligt

$$u_\delta = \min \left(u_{\delta ref}, \frac{20W_{irLu}}{1.4 \cdot 14.5 \cdot 10^{-6}n_{mo}} \right) \quad (2.2)$$

där $u_{\delta ref}$ är den önskade bränsleinsprutningen.

I figur 2.2 visas transienter vid ett gaspådrag med och utan λ -regulator. Används ingen λ -regulator så blir λ mindre än 1.4 under en

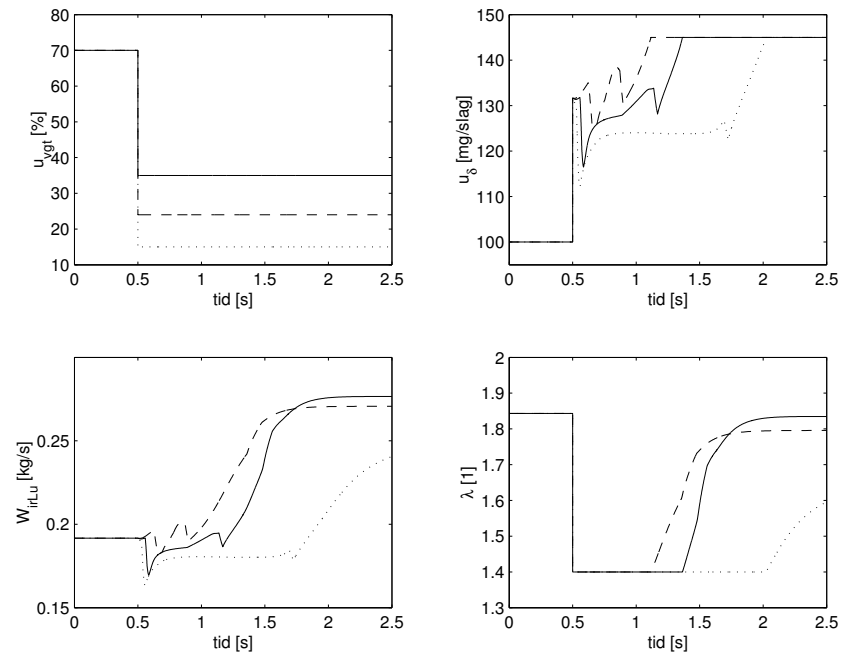


Figur 2.3: Heldragen linje är transient vid steg på styrsignalen u_{vgt} och streckad linje är transient vid steg på styrsignalen u_{egr} . Styrsignalen u_{δ} är konstant lika med 80 mg/slag.

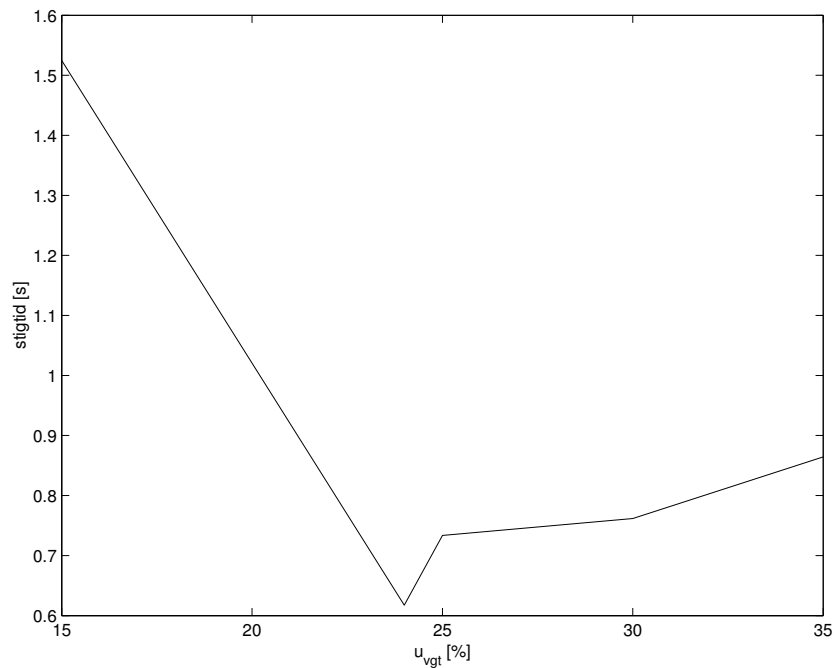
viss tid. Används däremot en λ -regulator så blir λ alltid större än 1.4. Men istället blir den transienten mycket långsammare, d.v.s. det tar längre tid att nå det önskade värdet på $u_{\delta ref}$. För att få en snabbare transient så måste λ bli större i början av transienten. Detta kan fås genom att öka massflödet av luft (W_{irLu}) in i motorn.

Minskas massflödet av EGR (W_{irEgr}) in i motorn så kommer det att finnas mer plats för luft i motorn och därmed ökar W_{irLu} . Massflödet W_{irEgr} minskas genom att stänga EGR-spjället, d.v.s. minska på styrsignalen u_{egr} , vilket kan ses i figur 2.3 där ett steg på u_{egr} har gjorts.

Ett annat sätt att göra W_{irLu} större är att ändra på styrsignalen u_{vgt} . I figur 2.3 syns det att när u_{vgt} minskar så minskar W_{irLu} . Däremot om andra stegsvar undersöks så gäller inte detta alltid, utan det visar sig vara ett olinjärt förhållande mellan u_{vgt} och W_{irLu} vid en transient.



(a)



(b)

Figur 2.4: (a) visar transienter vid tre olika steg på u_{vgt} med λ -regulator. Styrsignalen u_{egr} är konstant lika med 75%. (b) visar stigtiden hos u_δ som funktion av slutvärdet på u_{vgt} med samma simuleringsdata som i (a) plus några ytterligare slutvärden på u_{vgt} .

2.2.2 VGT

För att undersöka det olinjära förhållandet mellan storleken på ett steg hos u_{vgt} och snabbheten på stegsvaret när en λ -regulator används så visas några olika transienter i figur 2.4(a). Där syns det att den streckade transienten är snabbast, d.v.s då är stigtiden hos u_δ som minst. Så för att få ett snabbt stegsvar så ska ett värde på u_{vgt} väljas som ligger någonstans mitt i sitt tillåtna intervall. Detta syns tydligt i figur 2.4(b), där minst stigtid fås för $u_{vgt} = 24\%$. Men används då en linjär regulator i bara en arbetspunkt så kommer regulatorn att vilja styra u_{vgt} till något ändläge eftersom en sådan regulator inte har någon vetskap om det olinjära förhållandet. Istället ska någon olinjär regulator som hittar det bästa värdet på u_{vgt} användas.

2.2.3 Korskoppling

När ett system med flera in- och utsignaler ska användas så uppkommer det ofta korskopplingar mellan signalerna, d.v.s. att en insignal påverkar flera utsignaler. Detta fenomen visas i figur 2.3 där transienter har simulerats och en insignal har varierats åt gången. Som insignaler har u_{vgt} och u_{egr} valts och som utsignaler de två signaler som nämnts ovan, W_{irLu} och W_{irEgr} .

2.3 Reglerproblem

I förra avsnittet 2.2 så beskrevs det två viktiga reglerproblem då systemet i figur 2.1 ska styras.

Det första problemet är att systemet är olinjärt, speciellt hos VGT:n. Det som syns är att en optimal och olinjär regulator måste användas, d.v.s. en regulator som kan hitta de mest optimala värdena på styrsignalen u_{vgt} .

Det andra problemet är att det finns korskopplingar mellan in- och utsignaler i systemet vilket gör att det blir lite svårare att reglera systemet.

Ett tredje problem som inte har nämnts är att det finns begränsningar i styrsignalerna. De har ett maximalt och minimalt värde.

Alltså, de tre viktigaste reglerproblemen är:

1. Olinjärt system.
2. Korskopplingar mellan in- och utsignaler.
3. Styrsignalbegränsningar.

Kapitel 3

Reglermetoder

I detta kapitel diskuteras fördelar och nackdelar för några olika sorters reglermetoder. Diskussionen utgår från de reglerproblem som beskrevs i kapitel 2.

3.1 PID

Den vanligaste och enklaste regulatoren är PID-regulatoren. Den kan dock ha lite svårigheter att styra ett olinjärt system. Detta kan förbättras lite genom att göra flera PID-regulatorer i olika arbetspunkter. Det andra problemet med korskopplingar kan lösas m.h.a. frikoppling [6, 10]. Nackdelen med det är att en linjär modell av systemet behövs på en speciell form. Fenomenet med integratoruppvridning i en PID-regulator, som beror på begränsningar i styrsignalen, kan lösas på några olika sätt enligt [8].

3.2 Linjär-kvadratisk reglering: LQ

En annan linjär regulator är LQ-regulatoren [4, 10]. Precis som för PID-regulatoren så kan flera LQ-regulatorer göras i olika arbetspunkter för att kunna styra ett olinjärt system lite bättre. LQ-regulatoren kan även hantera korskopplingar, eftersom LQ-reglering är en flervariabel och modellbaserad reglermetod. Dessutom kan den hantera integratoruppvridning precis som i PID-regulatoren.

3.3 Modellbaserad prediktiv reglering: MPC

MPC-regulatoren kräver en modell precis som LQ-regulatoren. Däremot är MPC-regulatoren mer beräkningskrävande [8], vilket beror på att den

innehåller ett optimeringsproblem som gör att det är lätt att hitta de bästa värdena på styrsignalerna då ett olinjärt system används. Den modell som används kan antingen vara olinjär eller linjär. Används en olinjär modell så kan regulatorn styra ett olinjärt system, men det blir väldigt beräkningskrävande [10]. Mindre beräkningar blir det om en linjär modell används i flera arbetspunkter, men det kan bli lite sämre reglering. Eftersom MPC-regulatorn är flervariabel, så klarar den även av korskopplingar i systemet. MPC-regulatorn hanterar dessutom styrsignalbegränsningar väldigt bra. Begränsningarna kommer in som explicita bivillkor i ett optimeringskriterium [8, 10].

Den främsta fördelen med MPC är att den kan ”se in i framtiden” (prediktera) vad som kommer att hända och på så sätt räkna ut vilka styrsignaler som blir bäst. En annan fördel är att MPC-reglering är en väldigt intuitiv metod, t.ex. så är det enkelt att inkludera fler processvariabler i optimeringen [6].

3.4 \mathcal{H}_∞ reglering

I LQ- och MPC-regulatorn görs inställningarna genom att sätta in olika värden i viktmatriserna i ett optimeringskriterium. Men i \mathcal{H}_∞ -regulatorn görs inställningarna genom att ange olika krets förstärkningar som det slutna systemet ska försöka följa [10, 11]. Dessa krets förstärkningar måste vara linjära och därför måste olika regulatorer i flera arbetspunkter även tas fram här för att kunna styra det olinjära systemet. \mathcal{H}_∞ -regulatorn klarar av korskopplingar om krets förstärkningarna anges rätt. Även fenomenet med integratoruppvridning kan hanteras likadant som i PID-regulatorn. En fördel med \mathcal{H}_∞ -reglering är att den är robust mot modellfel.

3.5 Backstepping

Backstepping är en olinjär och flervariabel reglermetod [3]. Därför kan den hantera ett olinjärt system med korskopplingar ganska bra. Nackdelen är att modellen som används i regulatorn måste skrivas på en speciell form, vilket gör att en del dynamik i systemet eventuellt förloras. Backstepping kan även hantera integratoruppvridning precis som i PID-regulatorn.

3.6 Slutsats

I detta kapitel har några av de vanligaste reglermetoderna nämnts.

Alla metoder tycks klara av de tre problemen i kapitel 2 ganska bra. Men den regulator som kan räkna ut de bästa värdena på styrsignaler-

na på ett enkelt sätt trots att ett olinjärt system används är MPC-regulatorn. Dessutom är MPC en ganska enkel metod att förstå sig på. Nackdelen är att den kan vara väldigt beräkningskrävande. Därför inriktas denna rapport på att jämföra MPC-reglering med en enkel metod som har mindre beräkningar, nämligen PID-reglering.

Målet med fortsättningen i rapporten är att jämföra MPC- och PID-reglering i fråga om reglerprestanda, beräkningsbehov och minnesbehov.

Kapitel 4

Modellering

För att spara tid vid utveckling och testning av regulatorer så har en modell av motorn använts för att simulera på. Modellen i detta arbete utgår ifrån en modell som finns beskriven i [2]. Modellen är implementerad i Matlab och i Simulink. I detta kapitel beskrivs vilka förändringar som har gjorts på modellen för att den ska stämma mot mätningar från en motor utrustad med VGT och EGR. Strukturen på modellen är uppbyggd precis som systemstrukturen i figur 2.1.

4.1 Mätdata

För att modellen ska ha ett realistiskt beteende så har mätningar gjorts på riktiga motorer i Scania's motorlaboratorium. Motorerna har sex cylindrar och en total slagvolym på tolv liter.

Som ett första steg i modelleringen så har endast stationära mätningar gjorts. Totalt har 26 stationära punkter mätts vid några olika värden på styrsignalerna u_{vgt} , u_{egr} och u_{δ} för ett specifikt varvtal.

4.2 Modellförändringar

För att modellen ska stämma överens med mätdata så har vissa förändringar på modellen i [2] gjorts.

4.2.1 Parametrar och tabeller

Många av delmodellerna i figur 2.1 innehåller parametrar och tabeller. En del av dessa parametrar och tabeller har anpassats. Parametrarna skattades m.h.a. minsta kvadratmetoden. Tabellerna är så kallade uppslagningstabeller som får in en eller flera insignaler och letar upp

tillhörande utsignal. Finns inte ett visst värde på en insignal i tabellen så interpoleras det emellan.

I följande delmodeller har parametrar och tabeller anpassats till mätdata: kompressorn, laddluftskylaren, motorn, EGR-kylaren och turbinen.

Tabellerna i turbinen blev ganska dåliga, de innehåller för få datapunkter. För att tabellerna ska bli bättre behövs mätdata där massflödet, trycket och styrsignalen u_{vgt} i turbinen varierar mycket mer.

4.2.2 EGR

En av de strukturförändringar som gjorts i modellen är i EGR-systemet. Över EGR-systemet finns tryckskillnaden $p_{arEgr} - p_{egr}$, som beror på ett tryckfall över motorn. Tryckskillnaden över EGR-systemet ger upphov till ett massflöde W_{egr} . När spjället är helt öppet ($u_{egr} = 100\%$) så kan tryckfallet över spjället försummas och då beräknas massflödet enligt [2] som

$$W_{egr} = \begin{cases} \sqrt{\frac{\rho_{arEgr}}{k_s} (p_{arEgr} - p_{egr})} & \text{om } p_{arEgr} - p_{egr} > 0 \\ 0 & \text{f.ö.} \end{cases} \quad (4.1)$$

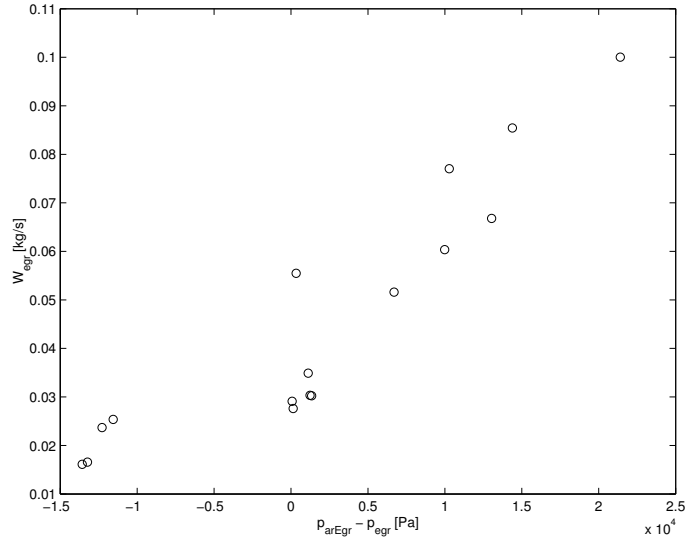
där ρ_{arEgr} är densiteten för de avgaser som går in i EGR-systemet och k_s är en konstant för strypningen.

Enligt (4.1) så blir massflödet noll när tryckskillnaden är negativ. Däremot om mätdata som finns på EGR-systemet studeras, se figur 4.1, så syns det att det finns ett positivt massflöde även för negativa tryckskillnader. Förklaringen till detta är att massflödet genom EGR-systemet pulsas över till insugningsröret m.h.a. en tryckpuls från respektive cylinder. Denna pulsning är svår att modellera, så därför beräknas ett medelvärde av tryckpulserna som sedan används i modellen.

För att kunna beskriva fenomenet i figur 4.1 i modellen, så har följande förändring i (4.1) gjorts:

$$W_{egr} = \begin{cases} \sqrt{\frac{\rho_{arEgr}}{k_{s1}} (p_{arEgr} - p_{egr} - p_{os1})} & \text{om } p_{arEgr} - p_{egr} > 0 \\ \sqrt{\frac{\rho_{arEgr}}{k_{s2}} (p_{arEgr} - p_{egr} - p_{os2})} & \text{f.ö.} \end{cases} \quad (4.2)$$

där k_{s1} och k_{s2} är konstanter för strypningen. Konstanterna p_{os1} och p_{os2} är förskjutningar (offset) i tryck.



Figur 4.1: Mätdata för massflödet W_{egr} som funktion av tryckskillnaden $p_{arEgr} - p_{egr}$ då spjället är helt öppet ($u_{egr} = 100\%$).

4.2.3 Turbinaxel

Den andra strukturförändringen i modellen finns i turbinaxeln. Enligt [2] så gäller följande samband för turbinaxeln:

$$J_{tb} \frac{\pi}{30} \dot{n}_{tb} = M_{tu} - M_{ko} \quad (4.3)$$

där J_{tb} är tröghetsmomentet för turbinaxeln, M_{tu} är momentet som produceras av turbinen och M_{ko} är det bromsande momentet från kompressorn.

Enligt mätdata så är $\dot{n}_{tb} = 0$ i stationära punkter, d.v.s. $M_{tu} = M_{ko}$. Om däremot modellen simuleras med (4.3) så blir inte momenten lika med varandra. Förklaringen till detta kan vara de dåliga tabellerna i turbinen. Istället för att göra nya mätningar till turbintabellerna så har följande ändring av (4.3) gjorts:

$$J_{tb} \frac{\pi}{30} \dot{n}_{tb} = M_{tu} - M_{ko} - M_{os} \quad (4.4)$$

där M_{os} är en momentoffset så att $\dot{n}_{tb} = 0$ stationärt även när modellen simuleras.

4.3 Tillståndsform

Den olinjära modellen kan skrivas på tillståndsform enligt

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, u) \\ y &= h(x) \end{aligned} \quad (4.5)$$

där in- och utsignaler har valts som i avsnitt 2.2.3 plus insignalen u_δ , d.v.s.

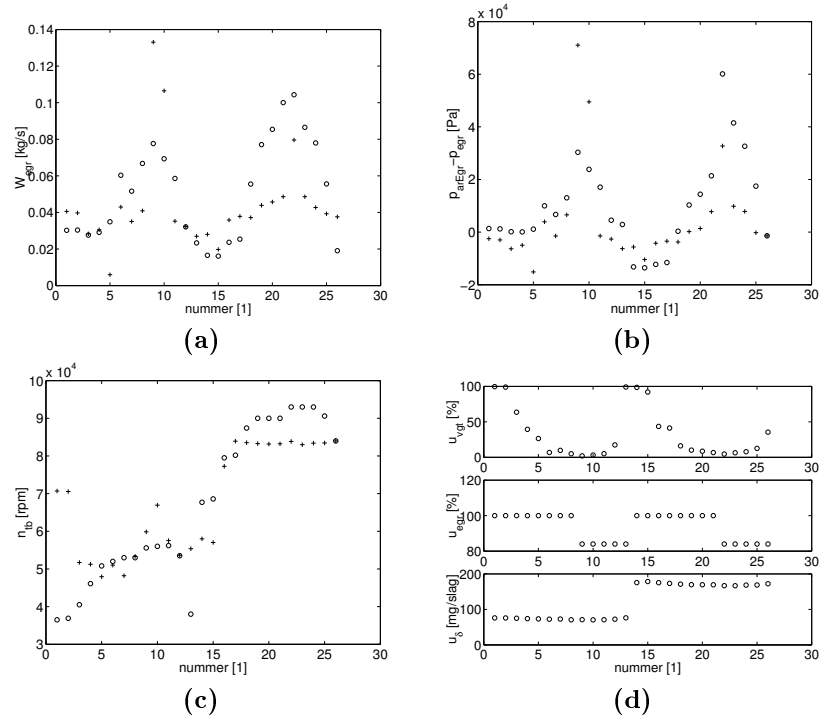
$$u = \begin{bmatrix} u_{vgt} \\ u_{egr} \\ u_\delta \end{bmatrix}, \quad y = \begin{bmatrix} W_{irLu} \\ W_{irEgr} \end{bmatrix}. \quad (4.6)$$

Observera att utsignalerna har inte valts p.g.a. att det finns givare för dessa signaler, utan för att det finns krav på dem.

Tillstånden x består av totalt 20 tillstånd som beskrivs i tabell 4.1. I modellen finns det totalt sex olika volymer placerade i sex olika delmodeller enligt tabell 4.1. I varje volym finns det tre olika tillstånd: massan av luft i volymen, massan av avgaser i volymen och totala energin av de båda gaserna i volymen. Dessutom så finns tillstånden för motorvarvtalet och turbovarvtalet.

Tabell 4.1: *Beskrivning av tillstånden i den olinjära modellen (4.5)*

Tillstånd	Delmodell	Beskrivning	Enhet
x_1	Luft-	Massan av luft	kg
x_2	filter	Massan av avgaser	kg
x_3		Totala energin på gaserna	J
x_4	Laddlufts-	Massan av luft	kg
x_5	kylare	Massan av avgaser	kg
x_6		Totala energin på gaserna	J
x_7	Insug-	Massan av luft	kg
x_8	ningsrör	Massan av avgaser	kg
x_9		Totala energin på gaserna	J
x_{10}	EGR-	Massan av luft	kg
x_{11}	kylare	Massan av avgaser	kg
x_{12}		Totala energin på gaserna	J
x_{13}	Avgas-	Massan av luft	kg
x_{14}	rör	Massan av avgaser	kg
x_{15}		Totala energin på gaserna	J
x_{16}	Avgas-	Massan av luft	kg
x_{17}	system	Massan av avgaser	kg
x_{18}		Totala energin på gaserna	J
x_{19}	Motoraxel	Motorvarvtal	rpm
x_{20}	Turbinaxel	Turbovarvtal	rpm



Figur 4.2: Jämförelse mellan mätdata (o) och simuleringsdata (+) i stationära punkter. (a)-(c) är utsignaler och (d) är insignaler. När $u_{vgt} = 100\%$ så är öppningen in till turbinen maximalt öppen. När $u_{egr} = 100\%$ så är spjället till EGR-systemet maximalt öppet.

4.4 Validering

I figur 4.2 visas mätdata och data från simuleringar på den slutgiltiga motormodellen. Om datat från simuleringarna studeras först så syns det i figur 4.2 (a) att massflödet W_{egr} blir positivt även när tryckskillnaden i figur 4.2 (b) är negativ. Således blev effekten av förändringen i avsnitt 4.2.2 den önskade. Även effekten av förändringen i avsnitt 4.2.3 blev bra eftersom turbinvarvtalet n_{tb} i figur 4.2 (c) har ett ändligt värde i alla sina stationära punkter, d.v.s. $\dot{n}_{tb} = 0$.

Om mätdata och simuleringsdata jämförs så syns det att modellen ibland ger ganska stora fel. Däremot följer modellen trenderna ganska bra och det är det viktigaste.

4.5 Förbättringar

För att få en bättre modell av motorn så finns det några olika förslag. Ett förslag är att skaffa lite mer mätdata så att en del tabeller får fler datapunkter och därigenom blir bättre. Ett annat förslag är att förstå lite mer fysikaliskt de strukturförändringar som gjorts i modellen och på så sätt göra en bättre fysikalisk modell av det. Ett sista förslag är att även validera modellen i transienter.

Kapitel 5

Modellbaserad prediktiv reglering

Modellbaserad prediktiv reglering (MPC, model predictive control) är en modern reglermetod som har varit populär i industrin de senaste 10-20 åren [8, 10]. Anledningen till det är att det är en relativt intuitiv metod som är enkel att förstå. Dessutom är MPC en av de få metoder som klarar av begränsningar i styrsignaler och i utsignaler. Nackdelen med MPC är att den är väldigt beräkningskrävande. Men eftersom datorkraften hela tiden ökar och genom bättre algoritmer så kan styrsystemet bli relativt snabbt ändå.

I detta kapitel beskrivs det hur MPC fungerar och hur den tillämpas på en motor. Dessutom undersöks det hur inställningarna görs i regulatorn och vad den får för prestanda.

5.1 Huvudprincip

Huvudprincipen för MPC är att styrsignalerna u beräknas genom att lösa ett optimeringsproblem on-line varje gång nya mätsignaler fås in.

MPC-regulatorn är tillståndsåterkopplad, d.v.s. tillstånden $x(k)$ i systemet mäts vid tidpunkten k (eller skattas m.h.a. observatör [6, 7, 10], men i detta arbete mäts tillstånden). Tillstånden används sedan i ett kriterium som ska optimeras. I kriteriet räknas det ut framtida värden på tillstånden, d.v.s. tillstånden predikteras. För att kunna göra det behövs en linjär eller olinjär modell av systemet.

Ett exempel på hur ett optimeringsproblem kan se ut i en MPC-regulator är

$$\min_{u_{min} \leq u \leq u_{max}} \sum_{j=0}^{N-1} \|x(k+j+1)\|_{Q_1}^2 + \|u(k+j)\|_{Q_2}^2 \quad (5.1)$$

där N är prediktionshorisonten, d.v.s. hur många sampel som ska predikteras, vilken väljes så att ett typiskt stegsvar täcks in [8]. Q_1 och Q_2 är viktmatriser och om Q_1 väljes mycket större än Q_2 så betyder det att regulatorn ska styra x snabbt till origo, medan styrsignalerna inte behöver vara små. Observera att begränsningarna u_{min} och u_{max} på styrsignalerna kommer in enkelt som bivillkor.

Algoritmen för en MPC-regulator blir alltså enligt följande:

1. Mät $x(k)$
2. Räkna ut styrsignalsekvensen $u(\cdot)$ genom att lösa (5.1)
3. Applicera första elementet $u(k)$ i styrsignalsekvensen
4. Tidsuppdatering, $k := k + 1$
5. Repetera från steg 1

5.2 Modellen i regulatorn

Som det har nämnts ovan, så behöver MPC en olinjär eller linjär modell för att kunna prediktera. Med olinjär modell så blir regulatorn ganska beräkningskrävande. Medan en regulator med en linjär modell i flera arbetspunkter kräver mindre beräkningar men kan tappa mycket av den olinjära dynamiken i systemet.

Den olinjära modellen som har beskrivits i kapitel 4 är väldigt stor och komplex och skulle ge enormt mycket beräkningar om den skulle användas i regulatorn. Därför används en linjär modell i flera arbetspunkter.

5.2.1 Linjärisering

Den linjära modellen tas fram genom att linjärisera den olinjära modellen (4.5). Det finns två olika metoder att linjärisera. Den första metoden är att linjärisera modellen on-line [5]. Detta gör att den linjära modellen alltid är korrekt i den aktuella punkten. Nackdelen är att det kräver ganska mycket beräkningar. Däremot kräver den andra metoden mindre beräkningar, för då linjäriseras modellen i förväg i ett visst antal arbetspunkter. Denna metod kräver dock mer minne.

I detta arbete linjäriseras modellen i förväg, eftersom det ger mindre beräkningar.

Enligt [10] så är systemet

$$\begin{aligned} \dot{z} &= Az + Bv \\ w &= Cz \end{aligned} \tag{5.2}$$

en linjärisering av (4.5) kring arbetspunkten x_0, u_0 där $z = x - x_0$, $v = u - u_0$ och $w = y - y_0$. Matriserna A, B och C har element a_{ij}, b_{ij} och c_{ij} givna av

$$a_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial x_j}, \quad b_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial u_j}, \quad c_{ij} = \frac{\partial h_i}{\partial x_j} \quad (5.3)$$

där derivatorna är utvärderade i arbetspunkten x_0, u_0 . För att denna linjärisering ska gälla så måste arbetspunkten vara en stationär punkt, d.v.s.

$$f(x_0, u_0) = 0.$$

Derivatorna i (5.3) räknas ut med numerisk approximation enligt [9] som

$$\begin{aligned} a_{ij} &\approx \frac{f_i(x_{01}, \dots, x_{0j} + h, \dots, x_{0n}, u_0) - f_i(x_0, u_0)}{h} \\ b_{ij} &\approx \frac{f_i(x_0, u_{01}, \dots, u_{0j} + h, \dots, u_{03}) - f_i(x_0, u_0)}{h} \\ c_{ij} &\approx \frac{h_i(x_{01}, \dots, x_{0j} + h, \dots, x_{0n}, u_0) - h_i(x_0, u_0)}{h} \end{aligned} \quad (5.4)$$

där n är antal tillstånd i den linjära modellen (5.2).

I MPC-regulatoren används sedan modellen

$$\begin{aligned} z(k+1) &= A_d z(k) + B_d v(k) \\ w(k) &= C_d z(k) \end{aligned} \quad (5.5)$$

vilken är en tidsdiskret modell av (5.2).

5.2.2 Reducering av antalet tillstånd

I den olinjära modellen (4.5) finns det 20 tillstånd enligt tabell 4.1. För att minska på antalet beräkningar i regulatoren så minskas antalet tillstånd till elva i den linjära modellen. Detta har gjorts genom att anta att vissa tillstånd är konstanta.

Tryckskillnaden över delmodellerna luftfiltret och avgassystemet är ganska små. Detta gör att tillstånden i dessa delmodeller är ganska konstanta och kan därför ersättas med konstanter.

Enligt tabell 4.1 så finns det tillstånd för både massan av luft och massan av avgaser i varje volym. Men i laddluftskylaren finns det inga avgaser och det tillståndet kan därför sättas till noll.

I den olinjära modellen har det antagits att det inte finns någon luft i avgaserna efter motorn. Därför kan tillstånden massan av luft i avgasröret och i EGR-kylaren även sättas till noll. För framtida behov, så är det ganska enkelt att lägga till en beräkning av andelen luft i avgaserna.

De elva tillstånd som är kvar och som används i den linjära modellen kan ses i tabell 5.1.

Tabell 5.1: *Beskrivning av de tillstånd som används i den linjära modellen (5.2)*

Tillstånd	Delmodell	Beskrivning	Enhet
z_1	Laddlufts-	Massan av luft	kg
z_2	kylare	Totala energin på gaserna	J
z_3	Insug-	Massan av luft	kg
z_4	ningsrör	Massan av avgaser	kg
z_5		Totala energin på gaserna	J
z_6	EGR-	Massan av avgaser	kg
z_7	kylare	Totala energin på gaserna	J
z_8	Avgas-	Massan av avgaser	kg
z_9	rör	Totala energin på gaserna	J
z_{10}	Motoraxel	Motorvarvtal	rpm
z_{11}	Turbinaxel	Turbovarvtal	rpm

5.2.3 Arbetspunkter

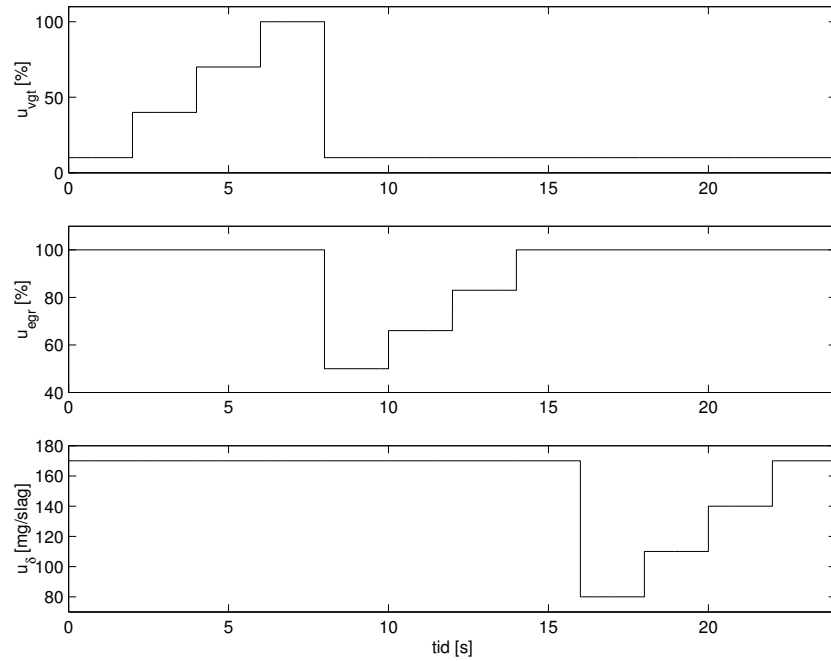
Eftersom arbetspunkten måste vara en stationär punkt så bestäms arbetspunkten bara m.h.a. u_0 . Tillstånden x_0 fås genom att läsa av de stationära tillstånden i modellen (4.5) då u_0 används som konstanta insignaler.

För att bestämma hur många och vilka arbetspunkter som ska väljas så görs det några transienter på den olinjära modellen, se figur 5.1. Genom att använda trappsteg på insignalerna så kan det synas på ett ungefär hur olinjärt ett förhållande är mellan de stationära nivåerna på en in- och utsignal. Signalen u_{egr} ser ut att vara den insignal som har det mest linjära förhållandet, medan u_{vgt} och u_δ verkar ha ett betydligt mer olinjärt förhållande. Insignalen u_{vgt} har i sin tur ett lite mer olinjärt förhållande än vad u_δ har.

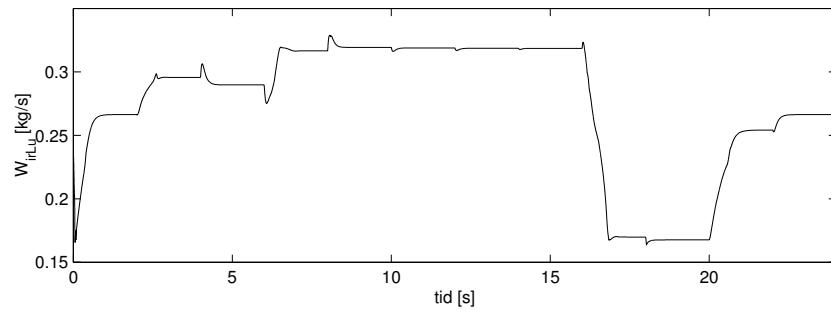
Arbetspunkterna väljes så att den insignal som har det mest olinjära förhållandet till utsignalerna får flest arbetspunkter. Fördelen med många arbetspunkter är att en bättre anpassning till den olinjära modellen fås och därmed också en bättre reglering. Nackdelen är att regulatorn kräver mer beräkningar och större minne för att lagra de linjära modellerna.

Observera att denna metod att bestämma antalet arbetspunkter är ett sätt. Det finns flera andra metoder som också bör undersökas. Dessutom bör flera kombinationer av insignaler undersökas en de som undersöks i figur 5.1.

I tabell 5.2 visas fördelningen av antalet arbetspunkter mellan de olika insignalerna. Detta utvärderas i två fall, där det ena fallet har fler arbetspunkter.



(a)



(b)

Figur 5.1: *Transienter vid trappsteg på insignalerna. (a) är insignaler och (b) är utsignaler.*

Tabell 5.2: *Fördelningen av antalet arbetspunkter mellan de olika insignalerna.*

Fall	u_{vgt}	u_{egr}	u_{δ}	Totalt
A	3	1	2	$3 \cdot 1 \cdot 2=6$
B	4	1	4	$4 \cdot 1 \cdot 4=16$

5.3 Kriteriet

Ett enkelt exempel på ett kriterium angavs i optimeringsproblemet (5.1). Om den linjära modellen (5.5) används på problemet så fås

$$\min_{v_{min} \leq v \leq v_{max}} \sum_{j=0}^{N-1} \|z(k+j+1)\|_{Q_1}^2 + \|v(k+j)\|_{Q_2}^2 \quad (5.6)$$

där $v_{min} = u_{min} - u_0$ och $v_{max} = u_{max} - u_0$.

5.3.1 Referenssignal

För att utsignalen y ska kunna följa en referenssignal r när systemet regleras så används kriteriet

$$\sum_{j=0}^{N-1} \|w(k+j+1) - w_r(k+j+1)\|_{Q_1}^2 + \|v(k+j)\|_{Q_2}^2 \quad (5.7)$$

där $w_r = r - y_0$. Då behövs det framtida värden på referenssignalen. Här antas det att framtida referenser kommer att vara samma som den nuvarande [8], d.v.s. $r(k+j) = r(k)$.

5.3.2 Integralverkan

I kriteriet (5.7) så ska en referens följas och samtidigt ska styrsignalen fås lika med noll. Detta medför problem om den stationära styrsignalen vid den önskade utsignalen inte är noll. Ett sätt att lösa detta är att straffa ändringar i styrsignalen, istället för amplituden. Kriteriet blir då

$$\sum_{j=0}^{N-1} \|w(k+j+1) - w_r(k+j+1)\|_{Q_1}^2 + \|v(k+j) - v(k+j-1)\|_{Q_2}^2. \quad (5.8)$$

Enligt [8] så ger detta integralverkan. Dessutom så kan snabbheten på styrsignalerna bestämmas m.h.a. viktmatrisen Q_2 .

5.3.3 Styrsignalshorisont

Antalet beräkningar i optimeringsproblemet som ska lösas visar sig vara proportionellt mot antalet fria variabler upphöjt till tre, där antalet fria variabler är lika med $N \cdot \dim(v)$. Ett sätt att minska antalet fria variabler, men fortfarande ha en ganska lång prediktionshorisont N , är att införa en styrsignalshorisont, N_v . Då antas det att styrsignalen är konstant efter N_v sampel, d.v.s.

$$v(k+j) = v(k+N_v) \quad \forall j > N_v. \quad (5.9)$$

Detta gör att antalet fria variabler istället blir lika med $N_v \cdot \dim(v)$.

I [8] beskrivs det hur ett optimeringsproblem med ett kriterium enligt (5.8) och med en styrsignalshorisont enligt (5.9) beräknas.

5.3.4 Styrsignalen u_δ

Ett annat sätt att minska på antalet fria variabler i optimeringsproblemet är att låta styrsignalen u_δ styras separat m.h.a. av en λ -regulator enligt avsnitt 2.2.1. Detta försämrar inte prestandan på MPC-regulatorn eftersom u_δ ändå ska följa $u_{\delta ref}$ vilket λ -regulatorn klarar av lika bra.

Det slutgiltiga kriteriet blir då

$$\sum_{j=0}^{N-1} \|w(k+j+1) - w_r(k+j+1)\|_{Q_1}^2 + \|v_v(k+j) - v_v(k+j-1)\|_{Q_2}^2 \quad (5.10)$$

med de varierbara styrsignalerna

$$v_v = u_v - u_{v0}, \quad u_v = \begin{bmatrix} u_{vgt} \\ u_{egr} \end{bmatrix}.$$

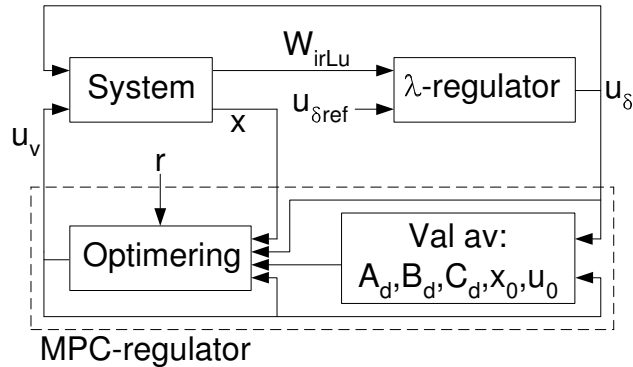
Observera att MPC-regulatorn fortfarande behöver u_δ i den linjära modellen för att kunna prediktera de framtida värdena på tillstånden. För att kunna lösa optimeringsproblemet med kriteriet (5.10) så skrivs modellen (5.5) om till

$$\begin{aligned} z(k+1) &= A_d z(k) + B_v v_v(k) + B_\delta v_\delta(k) \\ w(k) &= C_d z(k) \end{aligned} \quad (5.11)$$

där det antas att $v_\delta(k+j) = v_\delta(k)$.

5.4 Struktur

Strukturen för styrningen av insignalerna u_{vgt} , u_{egr} och u_δ på en motor med en MPC-regulator visas i figur 5.2. Här används det en λ -regulator



Figur 5.2: Strukturen för det slutna systemet.

som genererar styrsignalen u_δ och en MPC-regulator som genererar styrsignalen u_v .

Till λ -regulatorn fås en yttre begäran på $u_{\delta ref}$ som t.ex. kan vara att gaspedalen trycks ner.

I MPC-regulatorn undersöks först vilken arbetspunkt systemet befinner sig i och därmed också vilken linjär modell som ska användas i optimeringen. Sedan löser regulatorn ett optimeringsproblem med kriteriet (5.10). Det som behövs mäta från systemet är tillstånden x och utsignalen W_{irLu} .

5.5 Inställningar

De parametrar som finns i regulatorn är viktmatriserna Q_1 och Q_2 , prediktionshorisonten N och styrsignalshorisonten N_v . N_v väljes till tre för att inte få för stor beräkningsmängd i regulatorn [7]. De övriga parametrarna bestäms genom att testa sig fram och simulera regleringen.

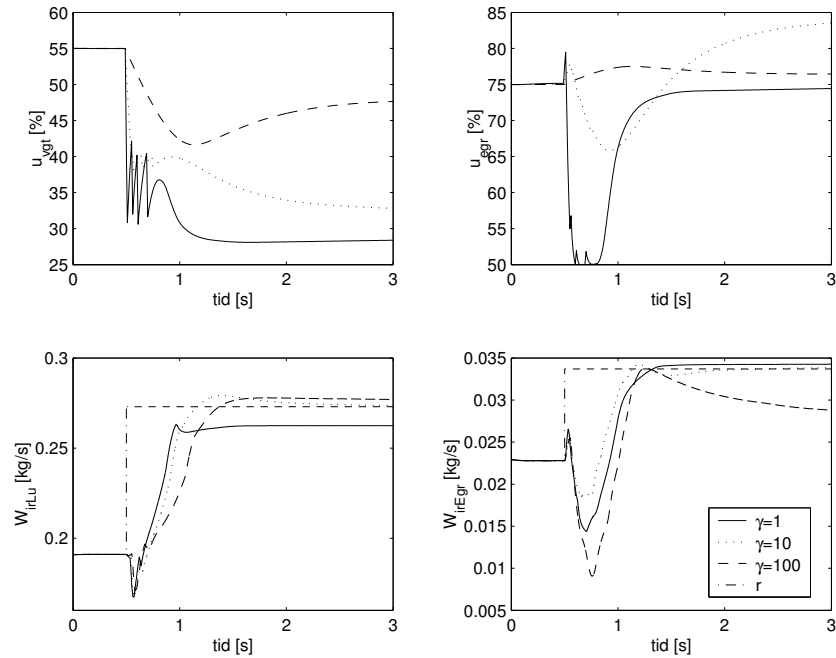
De inställningar som redovisas här utförs på en regulator med antalet arbetspunkter enligt fall A i tabell 5.2. Dessutom används ingen λ -regulator, d.v.s. $u_\delta = u_{\delta ref}$, för att det ska bli lite enklare.

P.g.a. begränsad mätdata i kapitel 4 så är begränsningarna på styrsignalerna satta till

$$u_{vmin} = \begin{bmatrix} 10\% \\ 50\% \end{bmatrix}, \quad u_{vmax} = \begin{bmatrix} 100\% \\ 100\% \end{bmatrix}. \quad (5.12)$$

I verkligheten är den undre begränsningen

$$u_{vmin} = \begin{bmatrix} 0\% \\ 0\% \end{bmatrix}$$



Figur 5.3: Simulering av regleringen vid ett gaspådreg med olika värden på γ . $N=10$.

men i detta arbete används begränsningarna (5.12).

5.5.1 Viktmatriser

Eftersom vi har två styrsignaler och två utsignaler, så har viktmatriserna följande utseende

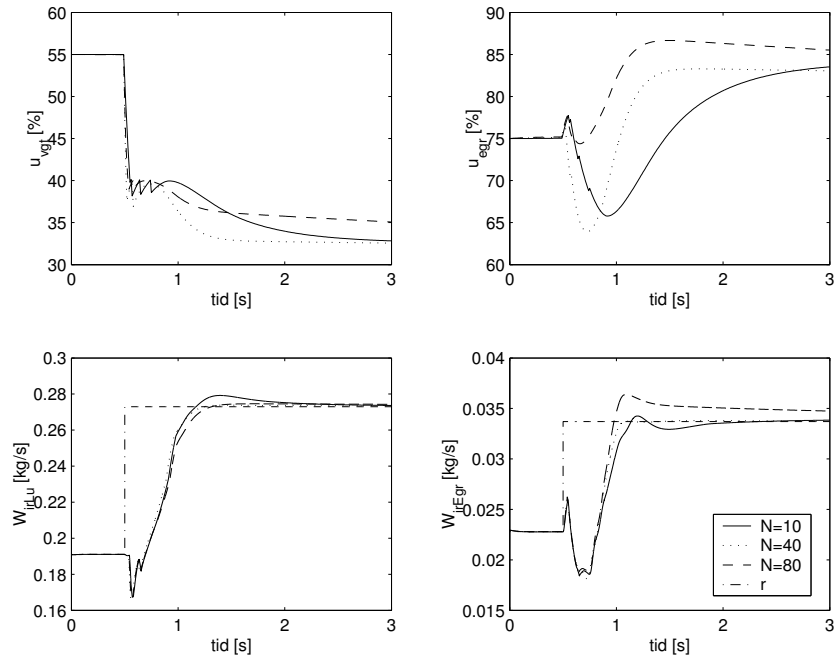
$$Q_1 = \begin{bmatrix} q_{11} & 0 \\ 0 & q_{12} \end{bmatrix}, \quad Q_2 = \begin{bmatrix} q_{21} & 0 \\ 0 & q_{22} \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

där q_{ij} är positiva tal.

Om förhållandet mellan Q_1 och Q_2 ska undersökas så antas det att $q_{11} = q_{12}$ och $q_{21} = q_{22}$ och sen undersöks kvoten

$$\gamma = \frac{q_{21}}{q_{11}}.$$

I figur 5.3 har en reglering genomförts för tre olika värden på γ . För $\gamma = 1$ så blir det ett litet statistiskt fel hos W_{irLu} och dessutom så oscillerar u_{vgt} ganska mycket. För att minska på oscillationen så straffas



Figur 5.4: *Simulering av regleringen vid ett gaspådrag med olika värden på N . $\gamma=10$.*

styrsignalsändringarna mer, d.v.s. γ ökas till tio. Då fås en mycket mjukare styrning och dessutom så försvinner det statiska felet. Ökas γ ytterligare till 100 så fås en mycket långsammare styrning och ett statistiskt fel hos W_{irEgr} istället. Bäst reglering fås alltså för $\gamma = 10$.

På liknande sätt kan även förhållandet mellan elementen inom varje viktmatris, d.v.s kvoterna q_{11}/q_{12} och q_{21}/q_{22} , undersökas. Görts detta så blir regleringen bättre på den ena styrsignalen respektive på den ena utsignalen. Resultatet i detta fall är att det blir bäst reglering om dessa kvoter är lika med ett.

5.5.2 Prediktionshorisont

I figur 5.4 visas regleringen vid tre olika värden på prediktionshorisonten N . För utsignalen W_{irLu} så syns det att styrningen blir lite snabbare för mindre värde på N . För $N = 10$ så är det en liten översläng hos W_{irLu} . Däremot för utsignalen W_{irEgr} så blir styrningen snabbare för större värde på N , med ett statistiskt fel för $N = 80$. Dessutom har W_{irEgr} en översläng för $N = 10$ och 80. Bäst reglering fås alltså för $N = 40$, som

är ganska snabb och som inte ger någon översläng.

Dessutom bör regulatorns krav på beräkningsmängd och minnesstorlek för att lagra alla inställningsmatriser tänkas över. Det visar sig att både beräkningsmängden och minnesstorleken är proportionell mot N . Används ett styrsystem med en begränsad beräkningskapacitet och minnesstorlek, så bör ett mindre värde på N väljas.

5.6 Prestanda

För att undersöka prestandan hos MPC-regulatorn så har fallen A och B i tabell 5.2 jämförts, där fall B har fler arbetspunkter än fall A. Dessa två fall regleras med λ -regulator och inställningarna har gjorts på samma sätt som i avsnitt 5.5.

5.6.1 Reglering

Om regleringen i figur 5.5 studeras, så syns det att fall B är något snabbare i utsignalen W_{irEgr} . Vilket känns rimligt eftersom fall B har fler arbetspunkter och borde då ge en bättre reglering. Annars är utsignalerna ganska lika i de två fallen.

Anledningen till att slutvärdet på styrsignalerna skiljer sig åt mellan fall A och B beror på att de två fallen har olika värden på arbetspunkterna och därmed också olika linjära modeller. Detta gör att regulatorn i de två fallen ibland kan hitta helt olika optimala värden på styrsignalerna.

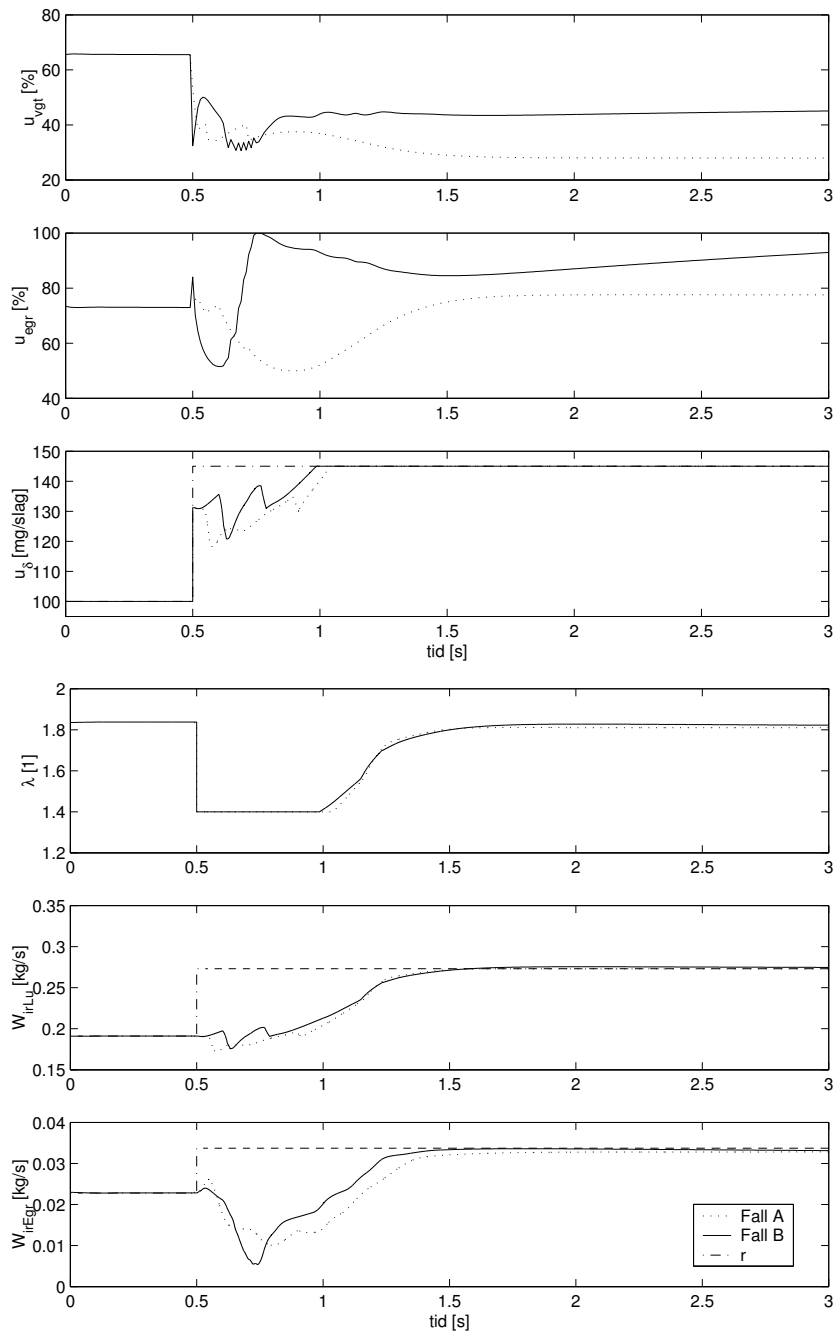
En annan sak som syns är att utsignalen W_{irEgr} minskar i början av transienten. Detta bekräftar det som nämndes i avsnitt 2.2.1, d.v.s. för att öka W_{irLu} så kan W_{irEgr} minskas. Dessutom syns det att styrsignalen u_{egr} minskar i början av transienten för att på så sätt minska W_{irEgr} .

5.6.2 Beräkningsmängd och minne

Ett styrsystem har ju alltid en begränsad beräkningskapacitet och minnesstorlek, därför har även dessa parametrar undersökts.

I tabell 5.3 syns det att beräkningsmängden är mindre i fall B. Detta beror på att N är mycket mindre i fall B, eftersom beräkningsmängden är proportionell mot N .

Anledningen till att N är mycket mindre i fall B är att den regulatorn har fler arbetspunkter som ligger mycket tätare. Används då en lång prediktionshorisont så kommer regulatorn ibland att prediktera tillstånden långt in i nästa arbetsområde. Då byter inte regulatorn linjär modell utan den använder samma linjära modell under hela predikteringen. Detta gör att regulatorn får en aktuell linjär modell



Figur 5.5: Jämförelse mellan fall A och B (se tabell 5.2) i fråga om reglerprestanda.

Tabell 5.3: Beräkningsmängd och minnesstorlek hos regulatorn. Samplingsfrekvensen är lika med 100 Hz. Fall B har fler arbetspunkter än fall A enligt tabell 5.2.

Fall	N	Beräkningsmängd [antal operationer /sampel]	ROM- minne [kB]	RAM-minne [antal variabler som ska sparas mellan varje sampel]
A	40	3500	60	13
B	10	2100	60	13

som stämmer dåligt och därmed också en sämre reglering. Därför är det bättre att välja ett mindre N i fall B.

Det kan tyckas att minnesstorleken för ett ROM-minne bör vara större i fall B eftersom den regulatorn har fler arbetspunkter. Men p.g.a. att minnesstorleken har både ett linjärt beroende av antalet arbetspunkter och av prediktionshorisonten så blir minnesstorleken lika stor i båda fallen.

Om minnesstorleken måste bli mindre så kan beräkningarna av en del matriser göras on-line. Detta medför dock att beräkningsmängden ökar.

Antalet variabler som ska sparas mellan varje sampel i ett RAM-minne är lika många i de två fallen. Det är 13 stycken, nämligen de gamla värdena på de två styrsignalerna u_{vgt} och u_{egr} och tillstånden från förra samplet.

Alltså, fall B verkar ha den bästa prestandan eftersom den har snabbast reglering och minst beräkningsmängd.

5.7 Förbättringar

För att få bättre prestanda på MPC-regulatorn så kan några förbättringar eller andra metoder i framtiden undersökas.

5.7.1 Modellen

Modellen som används i regulatorn kan ju alltid förbättras, men oftast då på bekostnad av mer beräkningsmängd. T.ex. så kan prestandan med ännu fler arbetspunkter undersökas. Ett sätt att minska på beräkningsmängden är att försöka göra en linjär modell med färre antal tillstånd.

En annan metod för att få en bättre linjär modell är att göra linjäriseringen on-line och därmed få en linjär modell som alltid stämmer

i den aktuella arbetspunkten. Denna metod kräver mer beräkningsmängd men mindre minnesstorlek.

En metod som kräver ännu mer beräkningar är att använda en olinjär modell i regulatorn, men som kan ge bättre reglering.

5.7.2 Styrsignalen u_δ

I figur 5.2 syns det att styrsignalen u_δ genereras separat av en λ -regulator. Men det kan vara intressant att undersöka vad prestandan blir om u_δ även skapas av MPC-regulatorn.

5.7.3 Integralverkan

I en del figurer syns det att det blir ett statiskt fel på utsignalerna. Detta betyder att en bättre integralverkan i regulatorn skulle användas. En metod är att införa tillstånd som integrerar reglerfelen och sedan straffas dessa tillstånd i kriteriet.

Kapitel 6

PID-reglering

PID-reglering är en mycket vanlig och enkel metod som inte kräver så mycket beräkningar. I detta kapitel beskrivs det hur en PID-regulator kan tillämpas vid styrning av en motor med VGT och EGR.

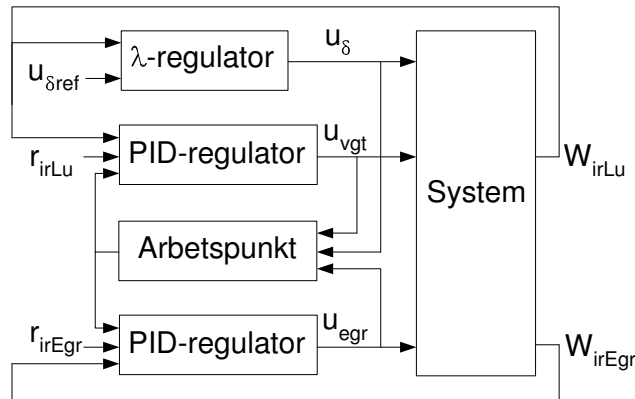
6.1 Struktur

I figur 6.1 visas reglersystemet när en PID-regulator används. Precis som för MPC-regulatorn så styrs u_δ m.h.a. en λ -regulator enligt (2.2). Styrsignalerna u_{vgt} och u_{egr} beräknas av varsin PID-regulator.

I detta fall används ingen frikoppling för att kunna motverka problemet med korskoppling. För om frikoppling används så måste en linjär modell av systemet tas fram på en speciell form [6, 10]. Istället återkopplas W_{irLu} till den PID-regulator som räknar ut u_{vgt} och W_{irEGr} till den som räknar ut u_{egr} . Observera att detta är ett förslag på att kombinera in- och utsignaler. I framtiden bör andra kombinationer undersökas eftersom valet av kombination påverkar starkt prestandan hos PID-regulatorn. Används däremot frikoppling så har valet av kombination av in- och utsignaler mindre betydelse för prestandan.

I figur 6.1 används också PID-regulatorer i flera arbetspunkter för att därigenom bättre kunna styra ett olinjärt system. Därför återkopplas även styrsignalerna för att kunna veta i vilken arbetspunkt systemet befinner sig i. De olika arbetspunkterna används främst för att veta om en utsignal ökar eller minskar då en styrsignal ökas kring en viss arbetspunkt.

Antalet arbetspunkter som används i PID-regulatorn är lika med fall A enligt tabell 5.2.



Figur 6.1: Strukturen för det slutna systemet med PID-regulator.

6.2 Huvudprincip

Huvudprincipen för en PID-regulator är att den består av en proportionell del(P), integraldel(I) och derivatadel(D). En enkel PID-regulator kan t.ex. ha följande utseende

$$u(t) = Ke(t) + \frac{K}{T_i} \int_{t_0}^t e(\tau) d\tau + KT_d \frac{de(t)}{dt} \quad (6.1)$$

med reglerfelet $e(t) = r(t) - W(t)$. Inställningarna K , T_i och T_d är konstanter för P, I och D-delen.

En diskret implementering av (6.1) får då följande algoritim

$$\begin{aligned} e(k) &= r(k) - W(k) \\ I(k) &= I(k-1) + K \frac{T_s}{T_i} e(k) \\ u(k) &= Ke(k) + I(k) + K \frac{T_d}{T_s} (e(k) - e(k-1)) \end{aligned} \quad (6.2)$$

där T_s är sampelperioden.

6.3 Justering av I-delen

Problemet med att styrsignalerna är begränsade leder till integrator-uppridning i PID-regulatorn. Ett sätt att lösa detta är genom justering

av I-delen. Algoritmen för PID-regulatorn blir då enligt [8]

$$\begin{aligned}
 e(k) &= r(k) - W(k) \\
 I(k) &= I(k-1) + K \frac{T_s}{T_i} e(k) \\
 v(k) &= K e(k) + I(k) + K \frac{T_d}{T_s} (W(k-1) - W(k)) \\
 u(k) &= \begin{cases} u_{max} & \text{om } v(k) > u_{max} \\ v(k) & \text{om } u_{min} \leq v(k) \leq u_{max} \\ u_{min} & \text{om } v(k) < u_{min} \end{cases} \\
 I(k) &:= I(k) + \frac{T_s}{T_i} (u(k) - v(k))
 \end{aligned} \tag{6.3}$$

där justering av I-delen görs i den sista ekvationen.

Observera att i D-delen används $W(k-1) - W(k)$ istället för differensen $e(k) - e(k-1)$ för att undvika spikar i styrsignalen då steg förekommer på referenssignalen.

6.4 Övergång mellan arbetspunkter

Det som skiljer sig mellan de olika arbetspunkterna är värdena på konstanterna K , T_i och T_d . Så när regulatorn gör en övergång mellan två arbetspunkter så kommer styrsignalen att "hoppa till" p.g.a. att konstanterna ändrar sig.

För att undvika detta så görs det en ändring av värdet på I-delen så att regulatorn gör en mjuk övergång mellan arbetspunkterna. Algoritmen blir då

$$\begin{aligned}
 e(k) &= r(k) - W(k) \\
 z(k) &= K e(k) + K \frac{T_d}{T_s} (W(k-1) - W(k)) \\
 I(k) &= \begin{cases} I(k-1) + K \frac{T_s}{T_i} e(k) & \text{om det är samma arbetspunkt} \\ u(k-1) - z(k) + K \frac{T_s}{T_i} e(k) & \text{om det är en ny arbetspunkt} \end{cases} \\
 v(k) &= z(k) + I(k) \\
 u(k) &= \begin{cases} u_{max} & \text{om } v(k) > u_{max} \\ v(k) & \text{om } u_{min} \leq v(k) \leq u_{max} \\ u_{min} & \text{om } v(k) < u_{min} \end{cases} \\
 I(k) &:= I(k) + \frac{T_s}{T_i} (u(k) - v(k)).
 \end{aligned} \tag{6.4}$$

Detta betyder att PID-regulatorn måste spara det gamla värdet på $W(k)$, $I(k)$, $u(k)$ och arbetspunkten.

6.5 Inställningar

De inställningar som behöver göras i PID-regulatorn är bestämning av värdena på konstanterna K , T_i och T_d .

Först görs en grundinställning m.h.a. stegvarsmetoden enligt [8] kring varje arbetspunkt. Sedan simuleras regleringen vid olika inställningar för att hitta de bästa värden på konstanterna.

I kapitel 7 redovisas prestandan för PID-regulatorn i jämförelse med MPC-regulatorn.

Kapitel 7

Jämförelse mellan MPC och PID

I detta kapitel jämförs prestandan mellan MPC- och PID-reglering. Det som är viktigt för prestandan hos en regulator är hur bra den reglerar och styr ett system men även vad det blir för krav på beräkningskapacitet och minnesstorlek hos ett styrsystem.

Som MPC-regulator används den enligt fall B i tabell 5.2 eftersom det fallet gav bäst prestanda.

7.1 Reglering

Vid jämförelsen av regulatorerna så har två olika reglerfall undersökts. Dels ett fall där en referensändring sker vid gaspådrag och dels ett fall där en referensändring sker vid konstant bränsleinsprutning. Inställningarna av både MPC- och PID-regulatorn är endast optimerade för fallet vid ett gaspådrag.

I figur 7.1 och 7.2 syns det att de stationära nivåerna på styrsignalerna vid PID-reglering inte är samma som vid MPC-reglering innan och i slutet av transienten. För att få en rättvis jämförelse bör dessa nivåer vara lika, men det har varit väldigt svårt att få nivåerna vid PID-reglering lika med nivåerna vid MPC-reglering. Anledningen till detta är oklart, men en orsak kan vara att systemet är så pass olinjärt att det blir problem för PID-regulatorn i vissa arbetspunkter trots att flera PID-regulatorer implementeras i olika arbetspunkter. T.ex. så vill PID-regulatorn öka styrsignalen i vissa arbetspunkter för att minska reglerfelet, medan det egentligen är tvunget att minska på styrsignalen. D.v.s. PID-regulatorn har fel tecken på konstanten K i dessa arbetspunkter. Ett sätt att förbättra detta är att implementera PID-regulatorn i ännu fler arbetspunkter.

7.1.1 Referensändring vid gaspådrag

Om jämförelsen mellan MPC- och PID-reglering studeras i figur 7.1 så syns det att MPC är mycket snabbare än PID, ca 0.25 sekunder snabbare. Detta beror på att MPC är en mer optimal regulator som kan hitta de optimala värdena på styrsignalerna. T.ex. så stänger MPC-regulatorn EGR-spjället i början av transienten för att på så sätt få in mer luft i motorn. Medan PID-regulatorn har spjället maximalt öppet under den första sekunden eftersom den vill få upp utsignalen W_{irEgr} till rätt nivå.

Detta visar också att PID-regulatorn inte har någon vetskap om korskopplingen i systemet, den tror ju att u_{vgt} endast påverkar W_{irLu} och att u_{egr} endast påverkar W_{irEgr} . Detta betyder att det är väldigt viktigt att införa frikoppling hos PID-regulatorn för att kunna få en bra reglering.

Dessutom syns det att utsignalen W_{irEgr} har en översläng då PID-reglering används, vilket gör att W_{irEgr} når sitt slutvärde först efter 1.6 sekunder, ca 0.8 sekunder senare än MPC.

Ett annat fenomen som syns är att styrsignalen u_{vgt} oscillerar väldigt mycket vid PID-regleringen. Detta beror på att oscillationen sker vid en gräns mellan två arbetspunkter som har olika tecken på konstanten K . I den ena arbetspunkten vill PID-regulatorn minska styrsignalen och vid den andra arbetspunkten vill PID-regulatorn öka styrsignalen, vilket medför oscillation.

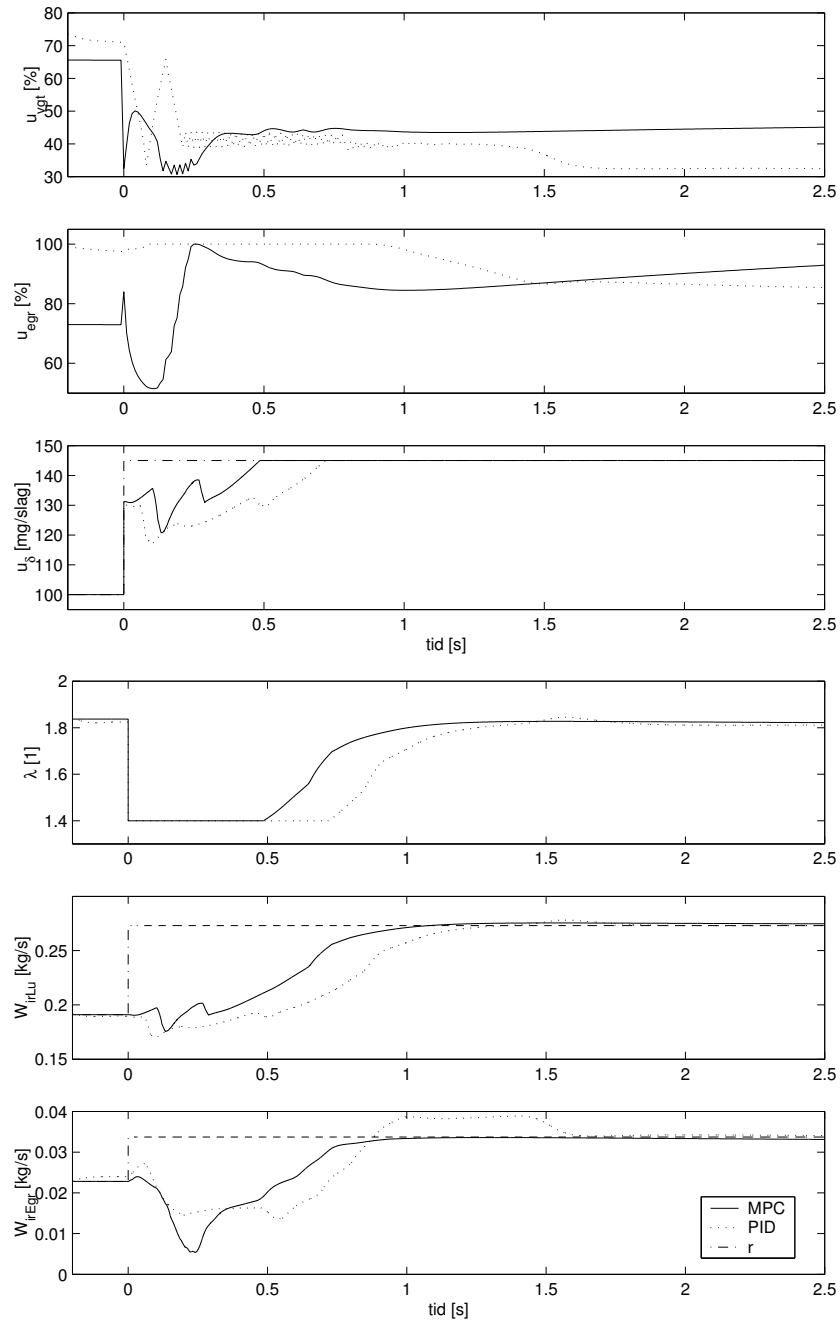
Vid MPC-reglering kan oscillation undvikas i de flesta fall genom att straffa ändringen i styrsignalen. Oscillationer med små amplituder kan däremot fortfarande inträffa, vilket syns på styrsignalen u_{vgt} .

Alltså, p.g.a att MPC är en mer optimal regulator än PID, så blir MPC-regleringen mellan 0.25 och 0.8 sekunder snabbare än PID-regleringen.

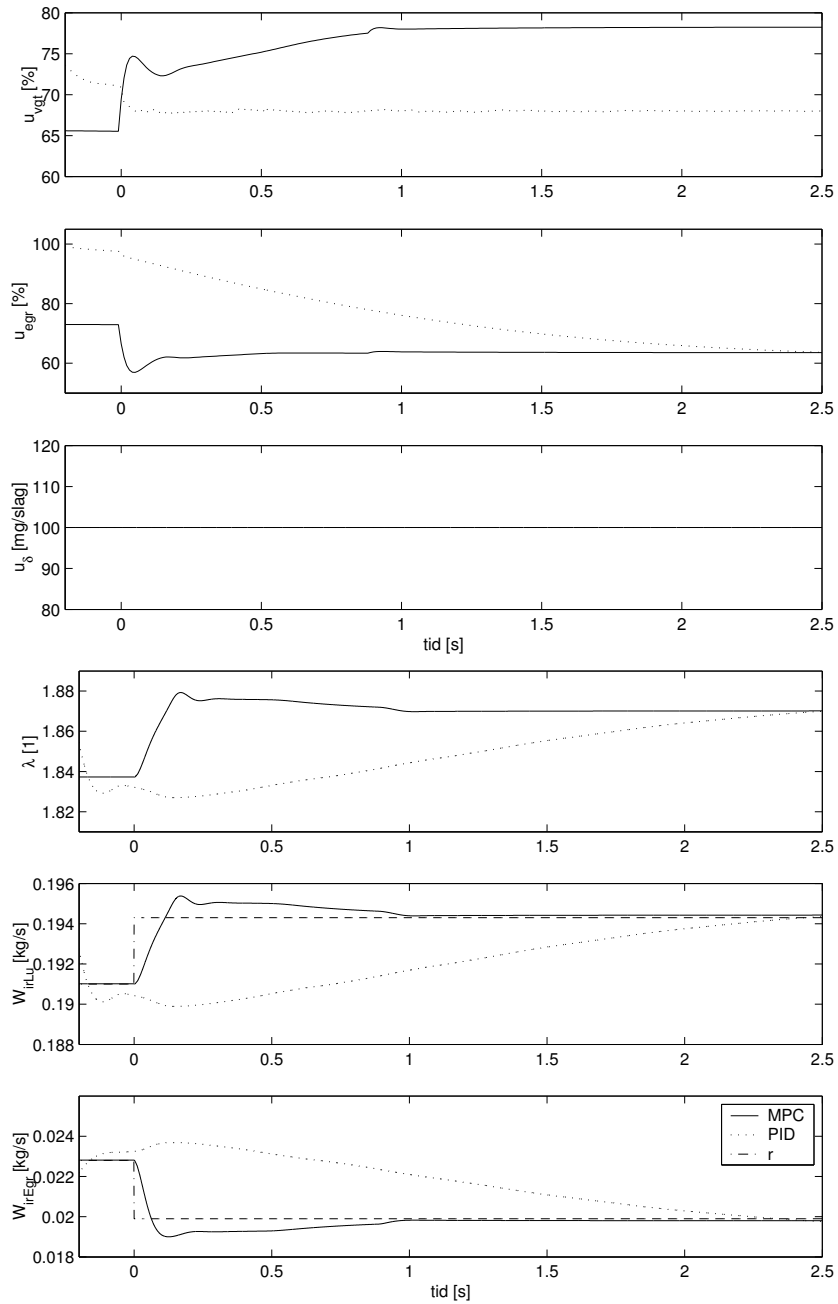
7.1.2 Referensändring vid konstant bränsleinsprutning

I figur 7.2 syns det att MPC är betydligt mycket snabbare på att reglera in sig än vad PID är. Förklaringen till att skillnaden är så stor är att inställningarna på regulatorerna är optimerade för reglerfallet vid ett gaspådrag. För att få en snabb reglering med en PID-regulator även i fallet vid konstant bränsleinsprutning så måste inställningarna göras om. Däremot så behöver inte inställningarna göras om av MPC-regulatorn eftersom den innehåller ett optimeringsproblem som klarar av olika reglerfall.

Även i detta reglerfall så syns det att styrsignalen u_{vgt} oscillerar vid PID-reglering vid en gräns mellan två olika arbetspunkter.



Figur 7.1: Jämförelse mellan MPC- och PID-reglering i fråga om reglerprestanda vid gaspådrag.



Figur 7.2: Jämförelse mellan MPC- och PID-reglering i fråga om reglerprestanda vid konstant bränsleinsprutning.

7.2 Beräkningsmängd och minnesstorlek

Tabell 7.1: *Jämförelse av beräkningsmängd och minnesstorlek mellan PID och MPC. Sampelfrekvensen är lika med 100 Hz.*

Regulator	Beräkningsmängd [antal operationer /sampel]	ROM- minne [kB]	RAM-minne [antal variabler som ska sparas mellan varje sampel]
MPC	2100	60	13
PID	50	2	8

I tabell 7.1 syns det att både beräkningsmängden och minnesstorleken för ROM- och RAM-minnet är mindre vid PID-reglering. Detta beror på att MPC-reglering är en metod som kräver mycket mer beräkningar och minne.

I MPC-regulatorn måste många matriser sparas i ett ROM-minne, men även beräkna en del matriser on-line. Dessutom ska ett optimeringsproblem lösas on-line som kräver mycket beräkningar. I RAM-minnet är det främst tillstånden som tar mycket plats. De sparas för att kunna användas i en framtida observatör.

I PID-regulatorn så behövs bara inställningarna av regulatorn vid de olika arbetspunkterna sparas i ett ROM-minne, vilket inte kräver så mycket minne. Det som räknas ut on-line behöver heller inte så mycket beräkningar. Det är enkla beräkningar som inte innehåller några matriser. I RAM-minnet sparas gamla värden på in- och utsignaler, integraldelar och arbetspunkter.

Kapitel 8

Slutsatser och framtida förbättringar

I detta kapitel diskuteras resultaten i denna rapport, vilka slutsatser som kan dras av resultaten och vilka framtida förbättringar som kan göras.

8.1 Slutsatser

Vid jämförelsen mellan MPC- och PID-reglering i kapitel 7 så drogs slutsatsen att MPC är en metod som ger en mer optimal och snabbare reglering. Dessutom så klarar MPC av olika reglerfall utan att behöva ändra på inställningarna, medan inställningarna i PID-regulatorn måste ändras för att kunna få en snabb reglering i ett annat reglerfall. PID kräver däremot betydligt mindre beräkningsmängd och minnesstorlek av ett ROM- och RAM-minne.

I MPC-regulatorn så ska ett optimeringsproblem lösas för att beräkna styrsignalerna. Detta gör att regulatorn kan på ett enkelt sätt hitta de optimala styrsignalerna. Begränsningarna på styrsignalerna kommer enkelt in som bivillkor i optimeringsproblemet. Dessutom kan nya variabler, som ska straffas, lätt föras in i optimeringsproblemet.

För att kunna styra ett olinjärt system så måste både MPC- och PID-regulatorn implementeras i flera olika arbetspunkter. MPC-regulatorn kan dessutom hantera korskopplingar i systemet eftersom MPC är en modellbaserad metod. Däremot så måste frikoppling användas hos PID-regulatorn för att den ska kunna klara av korskopplingar och därmed få en optimal reglering. För det behövs det en linjär modell på en speciell form [6, 10]. PID-regulatorn kan däremot hantera begränsningar på styrsignalerna genom en enkel justering i regulatorns algoritm.

Nackdelen med MPC är att den kräver mycket beräkningar och minne. Dels ska den spara och beräkna stora matriser, men framför allt tar optimeringsproblemet mycket beräkningar. För att hålla nere antalet beräkningar så ska prediktionshorisonten N och styrsignalshorisonten N_v väljas korta. Speciellt då N_v , eftersom beräkningsmängden är proportionell mot N_v^3 , jämfört med bara ett linjärt beroende av N .

8.2 Framtida förbättringar

En del eventuella framtida förbättringar har dykt upp under arbetets gång. Dels för simuleringsmodellen, dels för MPC-regleringen och dels för PID-regleringen.

8.2.1 Simuleringsmodell

Den simuleringsmodell som togs fram blev ganska dålig om de stationära valideringarna i kapitel 4 studeras.

En tänkbar anledning till det är den begränsade datamängden som användes. Detta ledde till att tabellerna blev ganska dåliga i modellen, de innehåller för få datapunkter. Så för att få bättre tabeller bör mer mätdata användas. Speciellt då mer varierande mätdata.

Ett annat förslag för att få en bättre modell är att förstå lite mer fysikaliskt de strukturförändringar som gjorts i modellen och på så sätt göra en modell av det.

Simuleringsmodellen har ju bara validerats i stationära punkter, men den måste ju också stämma i transienter. Så ett sista förslag är att validera modellen i transienter också.

8.2.2 MPC-reglering

En sak som eventuellt kan förbättras i MPC-regulatorn är den modell som används. Det finns i stort sett tre sätt: linjär modell i ännu fler arbetspunkter, göra linjäriseringen on-line eller att använda en olinjär modell. Alla dessa ändringar kräver mer beräkningar i regulatorn. Ett sätt för att kompensera detta är att försöka reducera antalet tillstånd i modellen.

En annan sak som bör undersökas, är hur regleringen blir om även styrsignalen u_s tas med som fri variabel i optimeringsproblemet.

En sista sak som bör ändras i MPC-regulatorn är en bättre integralverkan, eftersom det har syntts att det kan inträffa statiska fel ibland. Ett förslag är att införa tillstånd som integrerar reglerfelen och sedan straffas dessa tillstånd i optimeringsproblemet.

8.2.3 PID-reglering

Den viktigaste förbättringen som bör undersökas hos PID-regulatorn är att införa frikoppling [6, 10] för att kunna klara av korskopplingen i systemet som förmodligen är den största orsaken till att regleringen är så pass mycket bättre hos MPC än vad den är hos PID.

En annan sak som bör undersökas är andra kombinationer av in- och utsignaler. D.v.s. vilken utsignal som ska återkopplas till en viss insignal.

En sista sak som bör testas i PID-regulatorn är att implementera regulatorn i ännu flera arbetspunkter främst för att tecknet på konstanten K ska bli rätt i alla arbetspunkter.

Litteraturförteckning

- [1] H. Bengtsson. Modelling of volumetric efficiency on a diesel engine with variable geometry turbine. Examensarbete LiTH-ISY-EX-3379, Institutionen för systemteknik, Linköpings Universitet, Linköping, Sverige, december 2002.
- [2] D. Elfvik. Modeling of a diesel engine with vgt for control design simulations. Examensarbete IR-RT-EX-0216, Institutionen för Signaler, Sensorer och System, Kungliga Tekniska Högskolan, Stockholm, Sverige, juli 2002.
- [3] J. Fredriksson. *Nonlinear model-based control of automotive powertrains*. Doktorsavhandling 427, Institutionen för Signaler och System, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg, Sverige, maj 2002.
- [4] J. Löfberg. Backstepping with local lq performance and global approximation of quadratic performance. In *Proceedings of the American Control Conference*, Chicago, Illinois, USA, juni 2000.
- [5] J.M. Maciejowski. *Predictive Control with constraints*. Prentice Hall, 2002.
- [6] J. Rückert m.fl. Model based boost pressure and exhaust gas recirculation rate control for a diesel engine with variable turbine geometry. *Advances in Automotive Control*, pages 277–282, mars 2001.
- [7] J. Rückert m.fl. Simultaneous control of boost pressure and exhaust gas recirculation. *MTZ worldwide*, 62(11):32–35, 2001.
- [8] T. Glad m.fl. *Digital styrning kurskompendium*. Linus och Linnea AB, Linköping, Sverige, 2002.
- [9] A. Persson och L.-C. Böiers. *Analys i flera variabler*. Studentlitteratur, Lund, Sverige, 1996.
- [10] T. Glad och L. Ljung. *Reglerteori Flervariabla och olinjära metoder*. Studentlitteratur, Lund, Sverige, 1997.

- [11] M. van Nieuwstadt m.fl. Decentralized and multivariable designs for egr-vgt control of a diesel engine. In *Proceedings of the 2nd IFAC Workshop on Advances in Automotive Control*, Mohican State Park, Ohio, USA, 1998.

Bilaga A

Beteckningar

Förklaringarna för de beteckningar som används i denna rapport kan ses i tabell A.1 till A.3.

Tabell A.1: *Förkortningar och beteckningar som används i denna rapport.*

Förkortning /beteckning	Förklaring
dim	Dimension
EGR	Återcirkulering av avgaser
\mathcal{H}_∞	Reglering genom att forma kretsförstärkningen
LQ	Linjär-kvadratisk reglering
MPC	Modellbaserad prediktiv reglering
PID	Reglering med proportionell del, integraldel och derivatadel
RAM	Minne med läsning och skrivning (Random Access Memory)
ROM	Minne med endast läsning (Read Only Memory)
rpm	Varv per minut
VGT	Variabel geometriturbin

Tabell A.2: *Variabler och konstanter som används i denna rapport.*

Variabel /konstant	Förklaring	Enhet
e	Reglerfel	—
J	Tröghetsmoment	$kg \cdot m^2$
K	Förstärkning i PID	s/kg
k_s	Strypningskonstant	$kg^2/(s^2 \cdot Pa)$
M	Moment	$N \cdot m$
n	Varvtal	rpm
n	Antal tillstånd i den linjära modellen	antal tillstånd
N	Prediktionshorisont	antal sampel
N_v	Styrsignalshorisont	antal sampel
p	Absoluttryck	Pa
Q	Viktmatris	—
r	Referenssignal för systemet	—
ρ	Densiteten för en gas	kg/m^3
T	Temperatur	K
T_d	Derivatid i PID	s
T_i	Integraltid i PID	s
T_s	Sampelperiod i PID	s
u	Insignal till systemet	—
u_δ	Styrsignal för bränsleinsprutning	$mg/slag$
u_{egr}	Styrsignal för EGR	%
u_{vgt}	Styrsignal för VGT	%
v	Insignal till den linjära modellen	—
w	Utsignal från den linjära modellen	—
w_r	Referenssignal för den linjära modellen	—
W	Massflöde	kg/s
x	Tillstånd i systemet	—
y	Utsignal från systemet	—
z	Tillstånd i den linjära modellen	—

Tabell A.3: *Index som används i denna rapport.*

Index	Förklaring
0	Arbetspunkt
ar	Avgasrör
arEgr	EGR-gas från avgasröret
as	Avgassystem
br	Bränsle
δ	Bränsleinsprutning
egr	EGR-system
ir	Insugningsrör
irEgr	EGR-gas från insugningsröret
irLu	Luft från insugningsröret
ko	Kompressor
ky	Kylare
lf	Luftfilter
max	Maximalt värde
min	Minimalt värde
mo	Motor
omg	Omgivning
os	Offset
tb	Turbo
tu	Turbin
v	Variierbar signal
v0	Arbetspunkt för varierbar signal
vgt	VGT-system
vmax	Maximalt värde för varierbar signal
vmin	Minimalt värde för varierbar signal